

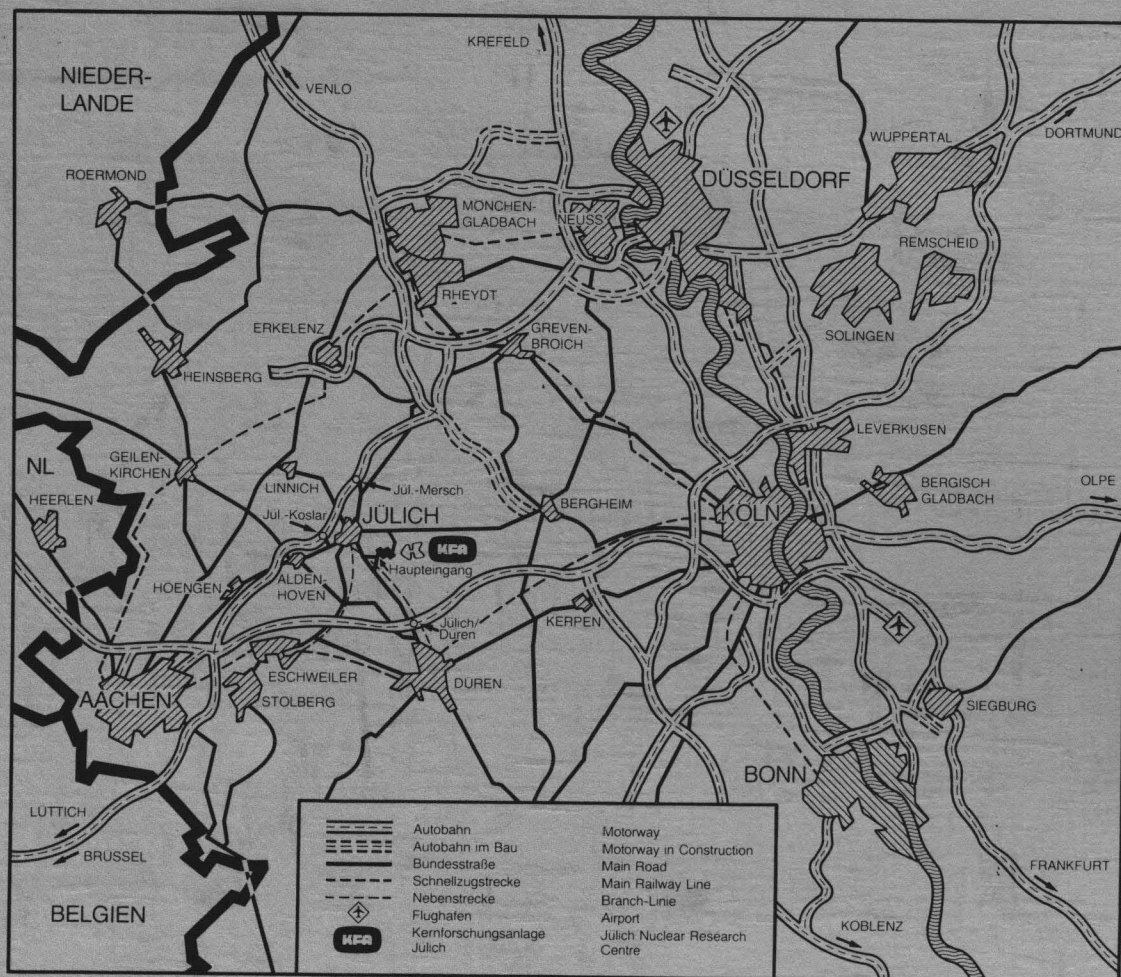


**KERNFORSCHUNGSANLAGE JÜLICH GmbH**  
Institut für Kernphysik

**Wärmedurchgänge  
am Absorberelement**

von  
B. Poos

**Jül - Spez - 169**  
**August 1982**  
ISSN 0343-7639



Als Manuskript gedruckt

## Spezielle Berichte der Kernforschungsanlage Jülich – Nr. 169

Institut für Kernphysik Jül - Spez - 169

Zu beziehen durch: ZENTRALBIBLIOTHEK der Kernforschungsanlage Jülich GmbH  
Postfach 1913 · D-5170 Jülich (Bundesrepublik Deutschland)  
Telefon: 02461/610 · Telex: 833556 kfa d

# **Wärmedurchgänge am Absorberelement**

von  
B. Poos



## Inhaltsverzeichnis

I	Nomenklatur	
II	Zusammenfassung	
III	Abstract	
		<u>Seite</u>
1	Einleitung	1
2	Energiesammler und ihr Einsatz im Heizsystem	2
3	Problemstellung	4
3.1	Wärmeübergänge am Absorberelement	4
3.2	Energiebilanz	6
3.3	Besonderheiten bei der Bestimmung der Wärmedurchgänge am Absorberelement	7
4	Versuchsanordnung	9
4.1	Beschreibung des getesteten Absorberelements	9
4.2	Beschreibung des Teststands	10
4.3	Beschreibung der Meß- und Aufzeichnungsgeräte	12
5	Versuchsdurchführung und Meßprogramm	15
5.1	Windfeldmessung im Freistrah	15
5.2	Temperaturfeldmessung	17
5.3	Meßprogramm bei Naturkonvektion	19
5.4	Meßprogramm bei Zwangskonvektion im Freistrah eines Gebläses	20
5.5	Meßprogramm bei Zwangskonvektion im Kanal	21
6	Theoretische Berechnung	23
6.1	Integrierte Bauweise	24
6.1.1	Innere Wärmedurchgänge	24
6.1.2	Rückseitige Wärmeleitung	24
6.1.3	Konvektiver Wärmeübergang an der Oberseite des Elements	24
6.1.4	Thermischer Strahlungsaustausch	27

	<u>Seite</u>
6.1.5 Rippen	28
6.1.6 Kondensation	29
6.2 Hinterlüftete Bauweise	29
6.3 Kanalmessung	31
7 Fehlerabschätzung	32
7.1 Meßfehler bei der Bestimmung des Energieumsatzes	33
7.2 Meßfehler bei der Bestimmung der korrigierten Energieumsätze	34
7.3 Reproduzierbarkeit der Absorbenttests im ventilerten Freistrah	35
7.4 Meßfehler bei der Kanalmessung	36
8 Ergebnisse	37
8.1 Reduzierung der die Versuche beeinflussenden Parameter	37
8.2 Naturkonvektion	38
8.2.1 Integrierte Bauweise	39
8.2.2 Hinterlüftete Bauweise	42
8.2.3 Vergleich zwischen integrierter und hinterlüfteter Montageweise	45
8.3 Zwangskonvektion im Freistrah	47
8.4 Kanalmessung	49
8.5 Vergleich zwischen berechneten und im Versuch ermittelten Wärmedurchgängen	50
8.5.1 Naturkonvektion	50
8.5.2 Zwangskonvektion im Freistrah	52
8.5.3 Kanalmessung	53
9 Folgerungen	54
10 Literaturverzeichnis	56
11 Bildteil	57

# I NOMENKLATUR

Symbol	Bedeutung	Einheit
A	Absorberfläche	$m^2$
$A_R$	Rippenfläche	$m^2$
$A_W$	Wandfläche über dem Absorberhalbraum	$m^2$
c	spez. Wärmekapazität des Wärmeträgermediums	$\frac{kJ}{kgK}$
$d_h$	hydraulischer Durchmesser	m
$\dot{G}$	Globalstrahlung	$\frac{W}{m^2}$
Gr	Grashofzahl	-
h	Kanalhöhe	m
$k_{eff}$	effektiver Wärmedurchgangskoeffizient für das gesamte Absorberelement zwischen Fluid und Umgebung	$\frac{W}{m^2K}$
$k_H$	rückseitiger Wärmedurchgangskoeffizient zwischen Fluid und Umgebung beim integrierten Element	$\frac{W}{m^2K}$
$k_i$	innerer Wärmedurchgangskoeffizient zwischen Fluid und Plattenoberfläche	$\frac{W}{m^2K}$
$k_L$	Wärmeleitkoeffizient für die rückseitige Holzplatte	$\frac{W}{m^2K}$
$k_m$	mittlerer Wärmeübergangskoeffizient an der Rippe beim hinterlüfteten Element	$\frac{W}{m^2K}$
$k_S$	Wärmeübergangskoeffizient für thermische Strahlung zwischen Absorber und Umgebung an der Plattenoberseite	$\frac{W}{m^2K}$

Symbol	Bedeutung	Einheit
$k_{SH-L}$	Wärmeübergangskoeffizient für thermische Strahlung zwischen Rückwand und Umgebung beim hinterlüfteten Element	$\frac{W}{m^2 K}$
$k_{SH}$	Wärmeübergangskoeffizient für thermische Strahlung zwischen Absorber und Rückwand beim hinterlüfteten Element	$\frac{W}{m^2 K}$
$k_{SH-R}$	Wärmeübergangskoeffizient für thermische Strahlung zwischen Rückwand und Rippe beim hinterlüfteten Element	$\frac{W}{m^2 K}$
$k_{SP-L}$	Wärmeübergangskoeffizient für thermische Strahlung zwischen Absorberplatte und rückseitiger Umgebung beim hinterlüfteten Element	$\frac{W}{m^2 K}$
$k_{SR}$	Wärmeübergangskoeffizient für thermische Strahlung zwischen Rippe und Umgebung an der Rippenoberseite	$\frac{W}{m^2 K}$
$k_{SR-L}$	Wärmeübergangskoeffizient für thermische Strahlung zwischen Rippe und rückseitiger Umgebung beim hinterlüfteten Element	$\frac{W}{m^2 K}$
$l$	Plattenlänge	m
$l'$	mittlere Plattenlänge = Plattenlänge x Plattenbreite / 2	m
$l_e$	Einlauflänge	m
$l_R$	Rippenlänge	m
$\dot{m}$	Massenstrom des Wärmeträgerfluids	kg/s
$Pr$	Prandtlzahl	-
$\dot{q}$	korrigierter Wärmeumsatz am Absorberelement pro Flächeneinheit	$\frac{W}{m^2}$

Symbol	Bedeutung	Einheit
$\dot{q}'$	gemessener Wärmeumsatz am Absorberelement pro Flächeneinheit	$\frac{W}{m^2}$
$\dot{q}_K$	Kondensationswärme pro Flächeneinheit	$\frac{W}{m^2}$
$\dot{q}_{pyr}$	thermische Gegenstrahlung pro Flächeneinheit mit Pyrgeometer gemessen	$\frac{W}{m^2}$
$\dot{q}_S$	thermischer Strahlungsaustausch pro Flächeneinheit	$\frac{W}{m^2}$
$\Delta \dot{q}_S$	Differenz zwischen gemessener thermischer Gegenstrahlung und berechneter thermischer Gegenstrahlung auf Umgebungstemperaturniveau pro Flächeneinheit	$\frac{W}{m^2}$
$\dot{q}_{SL}$	thermische Gegenstrahlung auf Umgebungstemperaturniveau pro Flächeneinheit	$\frac{W}{m^2}$
$\dot{q}_{SP}$	thermische Strahlung der Absorberplatte pro Flächeneinheit	$\frac{W}{m^2}$
$\dot{q}_{SI}$	thermischer Strahlungsaustausch für Absorber I pro Flächeneinheit	$\frac{W}{m^2}$
Re	Reynoldszahl	-
$T_a$	Fluidaustrittstemperatur	K
$T_e$	Fluideintrittstemperatur	K
$T_{eff}$	= effektive Fluidmitteltemperatur	K
$\Delta T$	Temperaturänderung des Fluids	K
$\Delta \Delta T$	Meßfehler bei der $\Delta T$ -Messung	K
$T_F$	mittlere Temperatur des Fluids	K
$T_{FR}$	Rippenfußtemperatur	K



Symbol	Bedeutung	Einheit
$T_H$	Temperatur der rückwärtigen Holzplatte	K
$T_L$	Lufttemperatur	K
$T_{Lm}$	mittlere Umgebungstemperatur	K
$T_{LS}$	Strahlungstemperatur der Umgebung	K
$T_p$	Plattentemperatur	K
$T_{PI}$	Plattentemperatur des 1. Absorbers	K
$T_{PII}$	Plattentemperatur des 2. Absorbers	K
$T_R$	mittlere Rippentemperatur	K
$U_R$	Rippenumfang	m
$\alpha$	Absorptionskoeffizient für thermische Strahlung	—
$\alpha_A$	konvektiver Wärmeübergangskoeffizient an der Plattenoberseite	$\frac{W}{m^2 K}$
$\alpha_{AR}$	konvektiver Wärmeübergangskoeffizient an der Rippenoberseite	$\frac{W}{m^2 K}$
$\alpha_H$	konvektiver Wärmeübergangskoeffizient zwischen Absorber und Rückwand bei der hinterlüfteten Bauweise	$\frac{W}{m^2 K}$
$\alpha_{HR}$	konvektiver Wärmeübergangskoeffizient zwischen Rippe und Rückwand bei der hinterlüfteten Bauweise	$\frac{W}{m^2 K}$
$\delta$	Materialstärke	m
$\delta_G$	Grenzschichtdicke	m

Symbol	Bedeutung	Einheit
$\epsilon_A$	Emissionskoeffizient der Absorberplatte für thermische Strahlung	-
$\lambda$	Wärmeleitfähigkeit von Luft	$\frac{W}{mK}$
$\lambda_R$	Wärmeleitfähigkeit des Rippenmaterials	$\frac{W}{mK}$
$\eta_A$	Flächenwirkungsgrad	-
$\vartheta_A$	Fluidaustrittstemperatur	$^{\circ}C$
$\vartheta_E$	Fluideintrittstemperatur	$^{\circ}C$
$\vartheta_U$	Umgebungstemperatur	$^{\circ}C$
$\vartheta_F$	mittlere Temperatur des Fluids	$^{\circ}C$
$\vartheta_{eff}$	effektive Fluidmitteltemperatur	$^{\circ}C$
$\sigma$	Stefan Boltzmann-Konstante	$\frac{W}{m^2 K^4}$

## II ZUSAMMENFASSUNG

An einer flüssigkeitsdurchströmten Absorberplatte wurden kalorimetrische Messungen durchgeführt, um deren Eigenschaften als Flächenwärmetauscher zu untersuchen. Zur Reduzierung der kurzwelligen Strahlung und um stationäre Versuchsbedingungen zu ermöglichen, wurden die Messungen in einer geschlossenen Halle durchgeführt.

Die Ermittlung der Wärmedurchgänge bei Naturkonvektion geschah bei unterschiedlichen Einbaupositionen. Wie aus der Theorie zu erwarten, traten die höchsten Wärmedurchgänge bei der senkrechten, auch rückseitig mit Umgebungsluft beaufschlagten Platte auf. Die gemessenen Energieumsätze konnten in guter Näherung durch eine theoretische Berechnung abgebildet werden.

Typische Abweichungen zwischen gemessenen und berechneten Wärmedurchgängen lagen bei 12 %.

Die Wärmetauschereigenschaften bei Zwangskonvektion wurden mit verschiedenen Verfahren untersucht:

- Das Absorberelement befand sich im Freistrahlfeld eines Ventilators. Der inhomogenen Geschwindigkeitsverteilung im Freistrahlfeld wurde durch geeignete Mittelungsverfahren zu einer wirksamen Windgeschwindigkeit Rechnung getragen.
- In einem Kanal, in dem durch saugseitig angebrachte Ventilatoren ein Windfeld erzeugt wurde, waren die Absorberelemente als Kanalwand integriert.

Die Kanalmessung liefert gut reproduzierbare, homogene Windfelder und mit den Gesetzen der Wärmeübertragung verträgliche Ergebnisse. Die ermittelten Energieumsätze durch Zwangskonvektion im Freistrahlfeld zeigen mit zunehmender Inhomogenität des Windfeldes signifikante Abweichungen gegenüber theoretischen Werten.

### III ABSTRACT

Calorimetric measurements were carried out to investigate the heat exchange characteristics of a liquid-heating absorber plate.

In order to reduce the absorption of short wave radiation and to provide steady-state ambient conditions, all experiments were carried out indoors.

The heat flow data for natural convection was obtained with the plate mounted in different positions. As expected from the principles of heat transfer the maximum heat flow occurred with the plate in the vertical position when the front and rear sides were used as heat exchange surfaces.

It was possible to reproduce the measured heat flow satisfactorily by means of simulated data. Typical deviations between experimentally determined and calculated heat transfer coefficients amounted to approximately 12 %. The heat exchange characteristics in the case of forced convection were investigated using two different methods:

- The absorber plate was placed in the free-jet of a ventilator.  
By means of a suitable procedure the inhomogeneous velocity distribution of the free-jet was averaged to an effective wind velocity.
- The absorber plates were integrated into the inner surface of a duct in which an air stream was produced by the low pressure side of the ventilators.

The distribution of the air velocity in the duct was homogeneous and highly reproducible. The results of heat transfer measurements were compatible with calculated values. The heat flow determined using forced convection in a free jet showed significant deviations as against theoretical values at increasing inhomogeneity of the air velocity.

## 1 EINLEITUNG

Durch die Ölkrise 1973 wurden viele Menschen in den Industriestaaten auf das Problem der sich verknappenden Energieressourcen aufmerksam. Die Vorräte der bisher genutzten fossilen Energieträger sind begrenzt. Vor allem die Weltvorräte an Erdöl und Erdgas werden bei den heute benötigten Energiemengen in wenigen Jahrzehnten erschöpft sein. Zur Zeit werden 50 % des Energiebedarfs der BRD für den Niedertemperaturbereich unter 200 °C und davon 80 % für Raumheizungen verwandt.

Da der Ausbau der Kernenergie zunehmend auf Widerstand stößt und die fossilen Energieträger wegen ihrer Energiedichte zur Erzeugung hochwertiger Energieformen, wie Hochtemperaturwärme und elektrischer Energie genutzt werden sollten, wird verstärkt nach alternativen Energieträgern für den Niedertemperaturbereich geforscht.

Neben der in Kraftwerken freiwerdenden Abwärme (nur rd. 30 % der Primärenergie werden in elektrische Energie umgewandelt), die als Fernwärme genutzt werden kann (Kraft-Wärme-Kopplung), bieten erhöhte Wärmeisolation, passive Nutzung der Sonnenenergie, der thermische Solarkollektor und der Einsatz von Wärmepumpen eine Möglichkeit zur Einsparung fossiler Energieträger.

Während in südlichen Ländern der Kollektor eine gute Alternative zu den herkömmlichen Wärmeerzeugern darstellt, ist in Mitteleuropa und in Gegenden mit ähnlichen klimatischen Verhältnissen der Einsatz begrenzt. Große Kollektorenflächen für hohe Deckungsraten des Wärmebedarfs bei ungünstigen Wetterverhältnissen mit geringer Sonneneinstrahlung lassen die Anlagekosten hochschnellen. Da das Problem der saisonalen Wärmespeicherung nur ungenügend gelöst ist, wird ein zweites, konventionelles Heizsystem für Zeiten mit geringem Strahlungsangebot benötigt.

Die Wärmepumpentechnik hat den Einsatz von Energiesammlern ermöglicht, die als Wärmetauscher ihrer Umgebung Energie auf niedrigem Temperaturniveau entziehen und geeignet sind, einen Teil des Energiebedarfs einzusparen.

## 2 ENERGIESAMMLER UND IHR EINSATZ IM HEIZSYSTEM

In Abb. 1.1 ist schematisch der Aufbau einer Wärmepumpenheizung mit Energiesammler dargestellt. Das im Primärkreislauf der Wärmepumpe auf unter Umgebungstemperatur abgekühlte Wärmeträgermedium nimmt im Energiesammler Wärme aus der Umgebung auf, die in der Wärmepumpe unter Einsatz von hochexergetischen Energieformen (z.B. mechanischer Energie) auf ein mittleres, für Heizzwecke ausreichendes Temperaturniveau angehoben wird. Das in Abb. 2.1 aufgezeichnete System arbeitet bivalent und benötigt zur vollständigen Wärmebedarfsdeckung einen zusätzlichen Heizkessel.

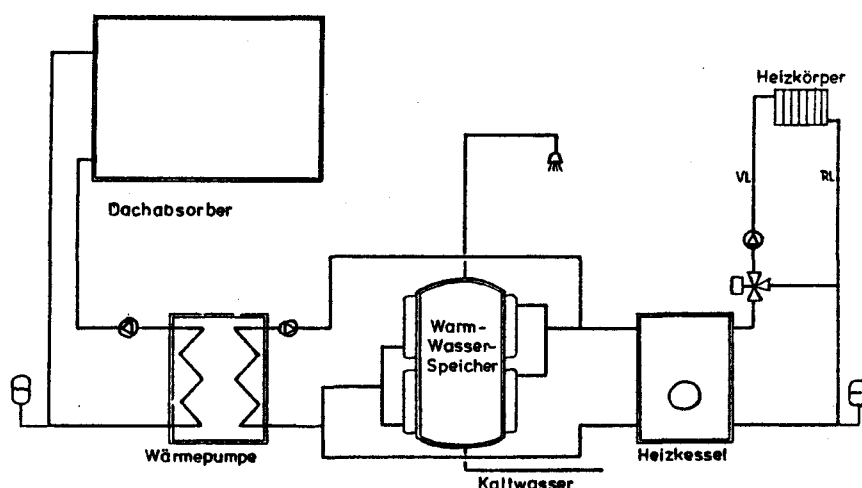


Abb. 2.1 Wärmepumpenheizsystem mit Energiesammler und Zusatzheizung

Energiesammler sind Wärmetauscher, die dem Boden, den Flüssen, dem Grundwasser oder der Luft Wärme entziehen. Eine Gruppe dieser Energiesammler, wie Energiedächer, -zäune, -fassaden, liefert durch Absorption der kurzwelligen Solarstrahlung (Absorber) einen zusätzlichen Energiebeitrag. Es handelt sich dabei um Flächen- oder Rohrwärmetauscher, deren typische Querschnittsformen in Abb. 2.2 dargestellt sind.

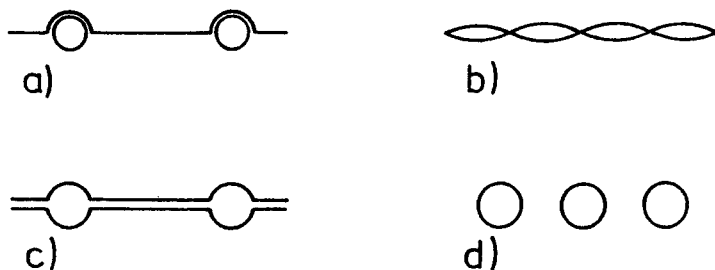


Abb. 2.2 Querschnittsformen von Energiesammlern

- |                                  |  |
|----------------------------------|--|
| a) Blech - Rohr System           | b) punktverschweißtes Doppelblech System |
| c) Fläche mit integriertem Kanal | d) Rohrregister System                   |

Bevorzugte Materialien sind Polyäthylen, Aluminium, Stahl und Kupfer. Die einzelnen Elemente werden zu unterschiedlichen Bauformen zusammengefügt.

Wegen ihres einfachen Aufbaus sind Energiesammler wesentlich billiger als Kollektoren (typisches Preisverhältnis pro  $\text{m}^2$  rd. 1:3). Einige Bauformen von Energiesammlern, die auch solare Strahlung nutzen, sind:

- Energiefassade oder Energiedach (Absorberdach)

Die Tauscherflächen sind entweder im Dach (oder Fassade) integriert und rückseitig isoliert oder in einem geringen Abstand (10-20 cm) parallel zum Dach montiert und werden auch rückseitig mit Umgebungsluft beaufschlagt.

- Energiestapel

In dichten Abständen sind die Tauscherflächen parallel zueinander angeordnet. Der sehr kompakte Stapel kann auf dem Dach oder im Garten aufgestellt werden.

- Energiezaun

Die Absorberelemente bilden eine Art Gartenzaun.

Weitere Bauformen sind z.B. Energiekugeln, -bäume, -säulen.

Während beim Energiestapel nur die äußeren Elemente Globalstrahlung absorbieren, liefert besonders das Energiedach, soweit es entsprechend ausgerichtet ist, einen zusätzlichen Energiegewinn durch Absorption der kurzwelligen Strahlung. Bei hoher Einstrahlung können am Energiedach Temperaturen auftreten, die eine Direktnutzung ohne Wärmepumpe möglich machen. Ein weiterer Vorteil besteht darin, daß besonders beim Energiedach und -zaun durch die großen, nach außen gerichteten Flächen ein thermischer Strahlungsaustausch mit der Umgebung stattfindet. Liegt die Fluidtemperatur unter der Umgebungstemperatur, so kann der Energiegewinn durch thermischen Strahlungsaustausch höher sein als durch Naturkonvektion.



### 3 PROBLEMSTELLUNG

Für den Planer von Wärmepumpen-Heizsystemen mit Energiesammlern ist es u.a. wichtig, für ungünstige Umgebungsbedingungen relevante Auslegungsdaten zur Ermittlung der Wärmegewinne am Absorberelement zu erhalten, da diese u.a. die Größe der Absorberfläche und die Grenzen des Einsatzes mitbestimmen. Ungünstige Bedingungen sind gegeben, wenn z.B. nachts die Globalstrahlung keinen zusätzlichen Energiegewinn liefert. Aus diesem Grund behandelt diese Arbeit die Wärmetauschereigenschaften, besonders die Wärmeübergänge durch thermische Strahlung und Konvektion an einem flüssigkeitsdurchströmten Energiedachelement.

#### 3.1 Wärmeübergänge am Absorberelement

Die Wärmetauschereigenschaften lassen sich durch

$$\dot{q} = k_{\text{eff}} (T_L - T_F) \quad \text{Gl. 3.1}$$

beschreiben.

$k_{\text{eff}}$  wird durch die drei Wärmeübertragungsmechanismen Wärmeleitung, Konvektion und Strahlung bestimmt.

##### - Wärmeleitung

Bei horizontalen Absorberflächen kann bei Windstille aufgrund stabiler Temperaturschichten in der Luft Wärmeleitung auftreten. Dies ist allerdings ein äußerst seltener Betriebsfall.

Die Wärmeleitung im Absorberblech ist sehr groß und behindert den Wärmedurchgang zwischen Umgebungsluft und Wärmeträgermedium unwesentlich.

Der Energieaustausch durch rückseitige Wärmeleitung durch die Isolation beim integrierten Element ist im Vergleich zum Strahlungs- und konvektiven Wärmeaustausch gering.

##### - Natur- und Zwangskonvektion

Die Temperaturdifferenz zwischen Umgebungs- und Plattentemperatur bewirkt aufgrund von Dichteunterschieden eine Luftströmung, die durch Wind noch verstärkt einen konvektiven Wärmeübergang hervorruft. Die Literaturangaben über konvektive Wärmeübergangszahlen streuen beträchtlich. Als Größen-

ordnung kann  $3 \text{ W/m}^2\text{K}$  für Naturkonvektion bei einer Temperaturdifferenz  $T_L - T_F = 10 \text{ K}$  angegeben werden. Als Anhaltspunkt für Zwangskonvektion sei  $12 \text{ W/m}^2\text{K}$  bei einer Luftbewegung von  $3 \text{ m/s}$  genannt.

#### - Thermische Strahlung

Unterschiede zwischen der Absorberplattentemperatur  $T_p$  und der Strahlungstemperatur der Umgebung  $T_{LS}$  bedingen einen thermischen Strahlungsaustausch. Typische Wärmeübergangskoeffizienten für thermische Strahlung liegen in der Größenordnung von  $5 \text{ W/m}^2\text{K}$  bei einem Emissionsgrad nahe 1. Ist  $T_{LS}$  gleich der Umgebungstemperatur  $T_L$ , so ist bei geringer Temperaturdifferenz zwischen  $T_p$  und  $T_L$  der Energieumsatz durch thermische Strahlung höher als durch Naturkonvektion. Dies bedeutet auch, daß in klaren Nächten in denen  $T_{LS}$  unter  $T_L$  und auch unter  $T_p$  liegen kann, erhebliche Verluste am Absorber durch thermische Strahlung auftreten.

Neben diesen, den effektiven Wärmedurchgangskoeffizient bestimmenden Größen, liefern folgende Parameter einen zusätzlichen Wärmegewinn:

#### - Globalstrahlung

Durch Absorption diffuser und direkter kurzwelliger Solarstrahlung kann das Element hohe Energiegewinne erzielen und evtl. ohne Wärmepumpe arbeiten. Dann liegt die Plattentemperatur über der Umgebungstemperatur. In diesem Betriebspunkt leisten Wärmeleitung, Konvektion und thermische Strahlung keinen positiven Energiezuwachs, sondern führen am Absorber Wärme ab.

#### - Kondensation

Liegt die Plattentemperatur unterhalb der Lufttemperatur, so kann je nach Höhe dieser Temperaturdifferenz und der Luftfeuchtigkeit der Taupunkt am Absorber unterschritten werden. Die bei der Taubildung freiwerdende Kondensationsenthalpie leistet einen zusätzlichen Energiegewinn für das Element.

#### - Reifbildung

Für die Reifbildung gilt ähnliches wie für die Kondensation. Auch hier liefert die freiwerdende Erstarrungsenthalpie einen zusätzlichen Wärmegewinn. Nicht abrutschende Eisschichten erhöhen allerdings den äußeren Wärmedurchgang und müssen evtl. durch Zufuhr von Wärme aus dem Heizsystem wieder entfernt werden.

### 3.2 Energiebilanz

Das vorliegende Absorberelement soll bei Natur- und Zwangskonvektion und unterschiedlichen Neigungswinkeln vermessen werden. Dabei wird es entweder mit einer rückseitigen Styropor-Isolation auf einer Holzplatte befestigt (integrierte Bauweise) oder in einem bestimmten Abstand parallel zur Holzplatte montiert (hinterlüftete Bauweise). Im folgenden soll für beide Einbauarten die Energiebilanz aufgezeigt werden:

#### Integrierte Bauweise

innerer Wärmedurchgang	$k_i (T_p - T_F)$
absorbierte Globalstrahlung	$\alpha G$
Kondensations- und Erstarrungswärme	$\dot{q}_K$
konvektiver Wärmeübergang	$\alpha_A (T_L - T_p)$
thermischer Strahlungsaustausch	$k_S (T_{LS} - T_p)$
rückseitiger Wärmedurchgang	$k_H (T_L - T_F)$
Nutzwärmezuwachs	$\dot{q}'$

absorbierte Global- strahlung	+	Kondensations- und Erstar- rungswärme	+	konvektiver Wärmeaus- tausch	+	thermischer Strahlungs- austausch	+	rückseitiger Wärmedurch- gang	=	Nutz- wärme- zuwachs
-------------------------------------	---	---	---	------------------------------------	---	---	---	-------------------------------------	---	----------------------------

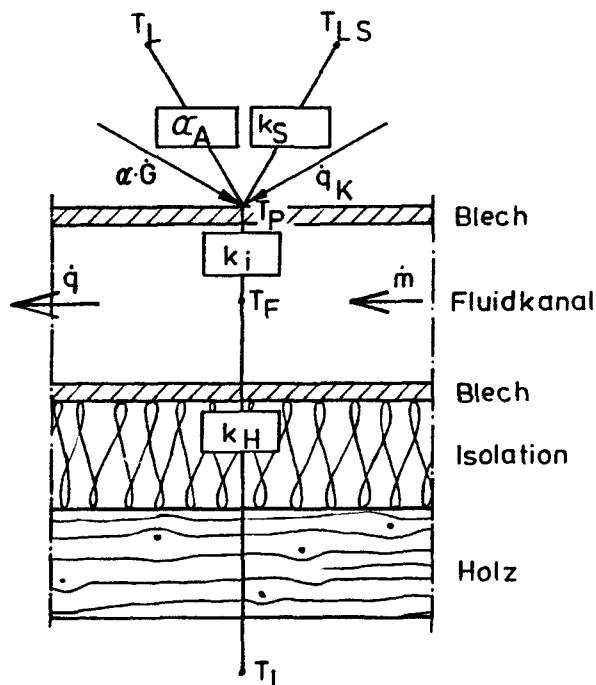


Abb. 3.1 Wärmeübergänge am integrierten Absorberelement

### Hinterlüftete Bauweise

Ein Vergleich zwischen integrierter und hinterlüfteter Bauweise zeigt, daß nur die rückseitigen Wärmeübergänge voneinander differieren.

konvektiver Wärmeübergang an der Rückseite  $\alpha_H (T_H - T_P)$   
 thermischer Strahlungsaustausch an der Rückseite  $k_{SH} (T_H - T_P)$

absorbierte Global- strahlung	Kondensations- u. Erstar- rungs- wärme Vorder- und Rückseite	konvektiver Wärme- austausch Vorder- und Rückseite	thermischer Strah- lungsaustausch Vorder- u. Rück- seite	Nutz- wärme zuwachs
-------------------------------------	--	--	---	---------------------------

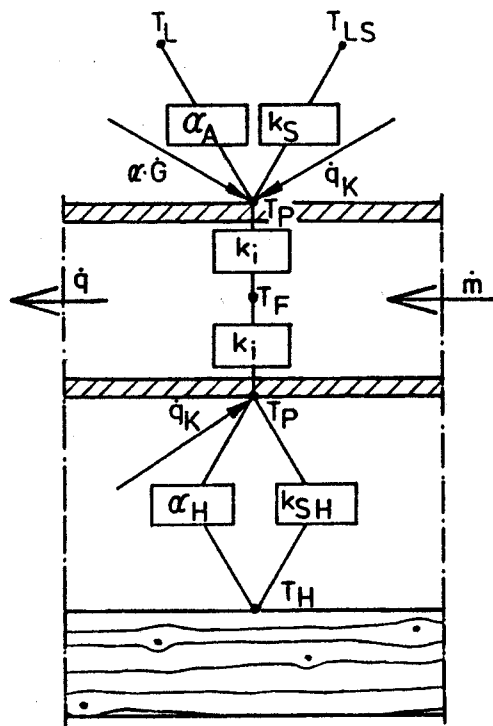


Abb. 3.2 Wärmeübergänge am hinterlüfteten Absorberelement

### 3.3 Besonderheiten bei der Bestimmung der Wärmedurchgänge am Absorberelement

Um stabile Umgebungsbedingungen und somit stationäre Zustände zu erreichen, sollen Tests zur Ermittlung der Wärmedurchgänge in geschlossenen Räumen durchgeführt werden (Indoor - Tests).

So wird die bei der Ermittlung der Wärmetauschereigenschaften als Störgröße anzusehende kurzweilige Strahlung stark reduziert. Um die Reproduzierbarkeit

der Messungen zu gewährleisten, muß die Globalstrahlung wie alle anderen die Messung beeinflussenden Umgebungsparameter mit registriert werden.

Folgende Gesichtspunkte sind bei der Wärmedurchgangsbestimmung an Absorber-elementen besonders zu beachten:

- Neben der Umgebungstemperatur beeinflusst die Temperatur der Wand (entsprechend  $T_{LS}$ ) über dem Absorberhalbraum durch thermische Strahlung zwischen dem Absorber und der Hallenwand den Wärmeübergang entscheidend. Um die Natur- oder Zwangskonvektion über dem Absorberelement nicht zu behindern, sind größere Räume sinnvoll. Die daraus resultierenden großen Wandflächen sind nicht durch die Messung der Wandtemperatur an einer Stelle repräsentativ wiederzugeben. Durch Außenwände, Fenster oder Heizungen liegt keine homogene Temperaturverteilung vor. Mit Hilfe eines Pyrgeometers ist es möglich, die gesamte Wandstrahlung über dem Absorberhalbraum zu erfassen.
- Absorberelemente reagieren empfindlich auf Schwankungen der Umgebungsbedingungen. Anders als beim thermischen Flachkollektor, dessen Absorberplatte durch transparente Abdeckung, Luftpolster und rückseitige Isolation von der thermischen Gegenstrahlung, der Außenlufttemperatur und der Luftgeschwindigkeit weitgehend entkoppelt ist, wirken die genannten Umgebungsparameter bei Energiesammlern direkt auf das Absorberelement ein. So muß bei der Windsimulation im Labor das durch Ventilatoren erzeugte Windfeld genau erfaßt werden. Allein der Turbulenzgrad der aus dem Ventilator auströmenden Luft kann, da je nach Ventilator unterschiedlich, das Meßergebnis beeinflussen. Wird das Absorberelement im Freistrahlfeld eines Gebläses ventiliert, so nimmt die Freistrahlgeschwindigkeit mit zunehmender Entfernung vom Ventilator ab, die Strahlhöhe nimmt zu. Da kein homogenes Windfeld gegeben ist, wird der Wärmeübergang durch die Ventilatoraufstellung am kälteren oder wärmeren Absorberende oder durch den Anstellwinkel und dem Abstand zwischen Ventilator und Absorberplatte beeinflusst. Bei der Ermittlung der Windgeschwindigkeit mit dem Flügelradanemometer wird ein integraler Mittelwert der Geschwindigkeit über der Anemometerfläche gemessen. Dabei kann aber das Windprofil bei gleichem Mittelwert unterschiedlich ausgebildet sein, was die Reproduzierbarkeit der Messungen einschränkt.

- Bei Versuchen mit Naturkonvektion können schon leichte Luftbewegungen, hervorgerufen durch Maschinen, Zug durch Türen etc., den Wärmeübergang erheblich beeinflussen. So kann z.B. an einer geneigten Platte mit  $T_p > T_L$  eine Luftströmung angelehnt an die Plattenoberfläche entstehen, oder die erwärmte Luft kann, hervorgerufen durch leichten Zug, senkrecht hochsteigen. In beiden Fällen ergeben sich unterschiedliche Grenzschichten und damit unterschiedliche Wärmedurchgänge. Auch dieser Effekt beeinflusst die Reproduzierbarkeit der Messungen.

## 4 VERSUCHSANORDNUNG

### 4.1 Beschreibung des getesteten Absorberelements

Bei dem gegebenen Element handelt es sich um einen Flächenwärmetauscher aus zwei miteinander punktverschweißten Blechen (Abb. 1.2) der Fröhling GmbH & Co., Typ Solarelement FS 21.

Die langen Seitenrippen wurden etwas gekürzt. Danach ergaben sich folgende Werte:

Außenmaße:	585 x 2000 x 20 mm
Gewicht, leer:	11,1 kg
Flüssigkeitsinhalt:	2,0 l
Absorptionskoeffizient für kurzwellige Strahlung:	0,95
Emissionskoeffizient für Infrarotstrahlung:	0,86

Aus den Herstellerangaben lassen sich folgende Werte errechnen:

Blechstärke:	0,6 mm
mittlerer Blechabstand, Kanalhöhe:	2 mm
Die geometrische Form ist Abb. 4.1 zu entnehmen.	

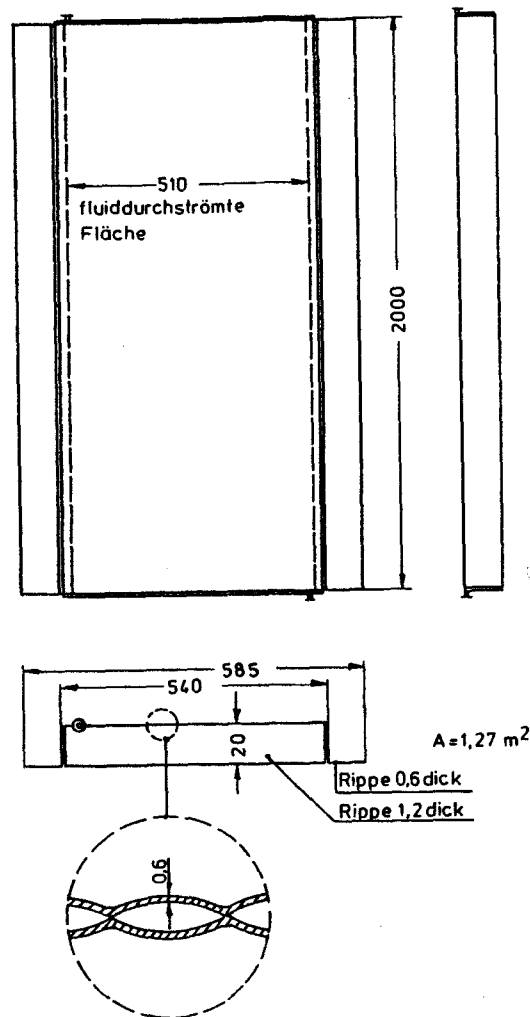


Abb. 4.1 Getestetes Absorberelement

#### 4.2 Beschreibung des Teststandes

Abb. 4.2 zeigt schematisch den Wärmeträgerkreislauf. Um konstante Fluid-eintrittstemperaturen in den Absorber zu garantieren, wird für die beiden hintereinander geschalteten Elemente je ein regelbarer Heizer und je ein Wärmetauscher vorgesehen. Die Wärmetauscher werden von einem regelbaren Kaltwassersatz gespeist. Schwankungen der Kühlwassertemperaturen werden in einem 70 l-Pufferbehälter geglättet. Bei der in Abb. 4.2 dargestellten Gewinnmessung mit  $T_L > T_F$  sind die Heizer ausgeschaltet und dienen als zusätzlicher Wärmepuffer zur Stabilisierung der Fluideintrittstemperaturen. Für die Verlustmessung ist der Wärmeträgerkreislauf durch eine Rohrleitungskaskade umzukehren. Nach /2/ soll bei Kollektortests das wärmere Kollektorende auf dem höheren geodätischen Niveau liegen. Diese Arbeit lehnt sich



an den in /2/ dargestellten Vorschriften an. Bei der Verlustmessung mit  $T_L < T_F$  wird der Kühler ausgeschaltet.

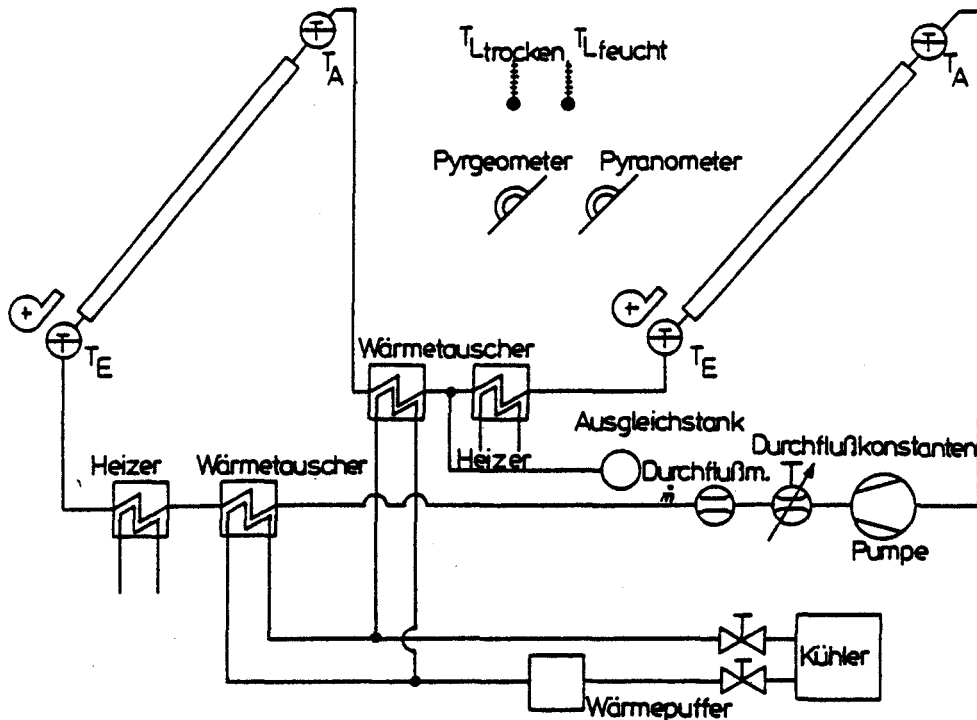


Abb. 4.2 Schematische Darstellung des Teststandes bei einer Gewinnmessung mit  $T_L > T_F$

Im folgenden sollen kurz die benutzten Geräte beschrieben werden:

- |   |                        |                        |
|---|------------------------|------------------------|
| - Pumpe                                   | maximale Förderhöhe    | 30 m                   |
|   | maximaler Volumenstrom | 400 l/h                |
|   | Leistung               | 0,25 kW                |
| - Durchflußkonstanter regelbar:           | Volumenstrom           | 10 - 150 l/h           |
|   | Schwankungen           | 1 %                    |
| - Heizer mit Temperaturregler:            | Leistung               | 2,8 kW                 |
| - Wärmetauscher, Rohrbündel im Gegenstrom |                        |                        |
| - Kühler, luftgekühlt:                    | Kühlleistung           | 6 kW                   |
| - Ventilatoren:                           | Breite                 | 680 mm                 |
|   | Durchsatz              | 1185 m <sup>3</sup> /h |
|   | Leistung               | 0,098 kW               |
|   | variable Drehzahl      |                        |

für die später erfolgende Kanalmessung werden andere Ventilatoren verwandt:

Breite	1180 mm
Durchsatz	1840 m <sup>3</sup> /h
Leistung	0,152 kW

Das Rahmengestell des Teststandes selbst besteht aus Vierkanthrohr 40 x 40 mm. Auf dem unteren Grundrahmen sind Pumpe, Wärmetauscher, Ausgleichstank und Heizer montiert. Um Wärmedurchgänge bei unterschiedlichen Neigungswinkeln zu untersuchen, läßt sich das obere Rahmengestell, welches die beiden Absorber trägt, zwischen 0 und 90° verstellen. Auf dem Rahmen ist eine große Spanplatte befestigt.

- Dicke der Spanplatte: 20 mm

Bei Versuchen mit integrierten Elementen liegt der Absorber mit der rückseitigen Styroporisolation fest auf der Spanplatte auf.

- Dicke der Styroporisolation: 20 mm

Die Isolation ist so gefertigt, daß auch die Rippen rückseitig isoliert sind und so der ganze Absorber nur einseitig von der Umgebungsluft beaufschlagt wird.

Bei der hinterlüfteten Bauart sind auf der Spanplatte je Absorber 4 Distanzwinkel angebracht, die die Absorberplatte parallel zur Holzfläche befestigen.

- Abstand Absorber - Spanplatte: 130 mm

#### 4.3 Beschreibung der Meß- und Aufzeichnungsgeräte

Die Genauigkeit der im folgenden aufgeführten Meß- und Aufzeichnungsgeräte genügt, soweit keine Einschränkungen gemacht werden, den in /2/ beschriebenen Richtlinien für Kollektortests und den in /19/ empfohlenen Meßtoleranzen für den Test von Energieabsorbern.

##### a) Pyranometer

Zur Bestimmung der in die Absorberebene einfallenden Globalstrahlung wurde auf halber Höhe in der Absorberebene ein Pyranometer angebracht. Die Genauigkeit spielt nur eine untergeordnete Rolle, da im Vergleich

zum Gesamtenergieumsatz die Globalstrahlung in der Halle sehr gering war.

Meßungenauigkeit: 20 %

Die Meßungenauigkeit des Gerätes liegt bei üblichen Einstrahlungen bei nur 5 %, wegen der sehr geringen Einstrahlung in der Testhalle (rd.  $3 \text{ W/m}^2$ ) muß aber mit erhöhter Ungenauigkeit gerechnet werden /4/.

b) Pyrgeometer

Zur Bestimmung der thermischen Gegenstrahlung wurde ein Pyrgeometer verwendet, das ebenfalls auf halber Höhe in der Absorberebene montiert war. Das Gerät war vom Meteorologischen Observatorium Hamburg kalibriert.

Meßungenauigkeit: 5 %

c) Strahlungsthermometer

Zur Absorberplatten-Temperaturmessung wurde u.a. ein Infrarot-Strahlungsmeßgerät eingesetzt.

Da der Emissionskoeffizient des Absorbers im Infrarotbereich bekannt ist und das Gerät an einer Referenztemperatur sehr genau eingestellt werden konnte, ist mit einer

Meßungenauigkeit 1 K zu rechnen.

d) Schwebekörper-Durchflußmesser

Das für unterschiedliche Massendurchsätze und Fluidtemperaturen kalibrierte Meßgerät weist eine

Meßungenauigkeit 1 % auf.

e) Hitzdrahtanemometer

Bei dem im Windkanal kalibrierten Anemometer ergibt sich eine

Meßungenauigkeit 0,5 m/s

f) Flügelradanemometer

Meßungenauigkeit 0,5 m/s

g) Temperaturfühler

Bei allen Temperaturfühlern handelt es sich um PT 100 Widerstandsthermometer, die in Vierleiter-Meßtechnik angeschlossen sind.

- Trocken- und Feuchtethermometer im ventilierten und strahlungs-

geschützten Ansaugrohr

Meßungenauigkeit 0,1 K

- Plattentemperatur-Meßwiderstände

Meßungenauigkeit 0,1 K

- Eintrittstemperatur- und Temperaturdifferenz-Meßwiderstände

Meßungenauigkeit für die Eintritts-  
temperatur 0,1 K

Zur Bestimmung der Temperaturdifferenz zwischen Absorbereintritt und Austritt wurden die dazu benötigten PT 100 Meßwiderstände bei einer sorgfältigen Kalibrierung so gepaart, daß die Temperaturabweichung des Thermometerpaars nur noch 0,01 K betrug. Da die Strömungsverhältnisse und die Temperaturverteilung im Meßkopf nicht bekannt sind, wird eine Meßungenauigkeit bei der  $\Delta T$ -Messung 0,1 K zugrunde gelegt.

h) Die Eintrittstemperatur des Fluids in den Absorber und die Temperaturerhöhung wurden nicht direkt von einem Schreiber aufgezeichnet, sondern erst mit Hilfe eines Temperaturdifferenz-Verstärkers aufbereitet. Die Hauptaufgabe des Verstärkers besteht darin, die Differenz zwischen Ein- und Austrittstemperatur zu bilden und als differenzabhängige Spannung wiederzugeben. Durch verschiedene Schreibereinschübe kann so die Temperaturdifferenz sehr hoch aufgelöst aufgezeichnet werden. Bei der direkten Aufzeichnung der Ein- und Austrittstemperatur sind durch Schreiber- und Ablesefehler bei den z.T. sehr geringen Temperaturdifferenzen hohe Fehler möglich.

i) Zur Aufzeichnung der thermischen Gegenstrahlung, der Trocken- und Feuchtetemperatur, der Eintrittstemperaturen und der Temperaturerhöhungen wurde ein 12-Kanal-Punktschreiber verwandt.

Meßungenauigkeit, bezogen auf den Vollausschlag 0,25 %

j) Die kurzzeitige Solarstrahlung wurde mit einem 2-Kanal-Linienschreiber aufgezeichnet, um schnelle Änderungen der Einstrahlung erfassen zu können.

Meßungenauigkeit, bezogen auf den Vollausschlag 0,25 %

## 5 VERSUCHSDURCHFÜHRUNG UND MESSPROGRAMM

### 5.1 Windfeldmessung im Freistrahlfeld

Wie in Kapitel 3 beschrieben, ist bei Absorbentests mit Zwangskonvektion mit besonderen Schwierigkeiten zu rechnen. Befindet sich das Absorberelement im Freistrahlfeld eines Gebläses, so bilden sich inhomogene, je nach Ventilator- und Ventilatorstellung unterschiedliche Windfelder aus. Daraus resultiert die Notwendigkeit, das erzeugte Windfeld genau zu vermessen. So wurden im Rahmen dieser Arbeit Windfeldmessungen mit unterschiedlichen Meßmethoden und bei unterschiedlichen Ventilatorstellungen mit dem Ziel durchgeführt, das aufgeprägte Windgeschwindigkeitsfeld durch geeignete Meßgrößen zu beschreiben. Alle aufgeprägten Windfelder lagen im turbulenten Bereich.

Die Ventilatoren wurden am unteren und damit kälteren Absorberelement zuerst so montiert, daß ein möglichst homogenes Windfeld entstand (Windfeld-1). Auf beiden Absorberelementen wurden anschließend je 15 Punkte auf dem fluiddurchströmten Plattenteil und je 5 Punkte auf den Seitenrippen gleichmäßig verteilt markiert. Mit Hilfe eines Hitzdrahtanemometers wurde die Windgeschwindigkeit über diesen 25 Punkten in einer Höhe von 1 cm, 3 cm und 6 cm über dem Absorberelement ermittelt. Die gleiche Messung wiederholte sich mit einer geringeren Ventilatordrehzahl. Die Ergebnisse zeigen ein typisches Freistrahlfeldprofil (Abb. 5.1).

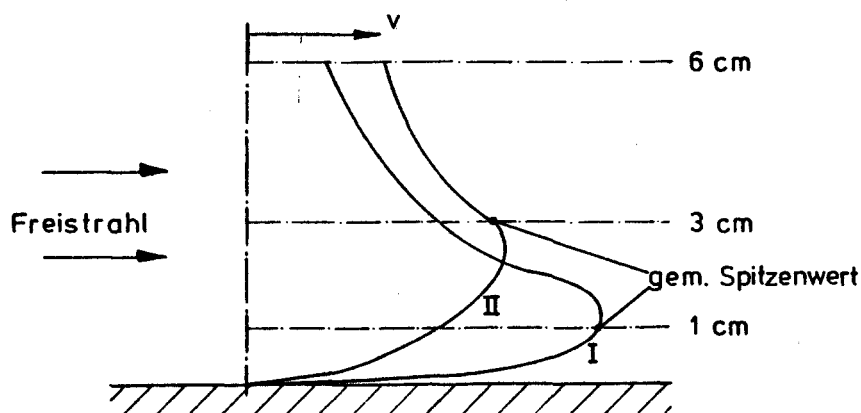


Abb. 5.1 Freistrahlfeld-Windprofil über dem Absorberelement  
 I. in Ventilatornähe  
 II. am oberen Plattenende

Für jeden der 25 Meßpunkte auf der Absorberplatte wurde der gemessene Spitzenwert zur weiteren Mittelwertbildung herangezogen. Für die fluiddurchströmte Platte sowie die Seitenrippen wurde jeweils eine Bezugsgeschwindigkeit als arithmetischer Mittelwert der obengenannten Spitzenwerte gebildet. Die Unterscheidung zwischen fluiddurchströmter Platte und Rippen wurde getroffen, da der Wärmedurchgang an der fluiddurchströmten Platte und an den Rippen durch zum Teil stark voneinander abweichende Windgeschwindigkeiten gekennzeichnet ist. Die so ermittelten Bezugsgeschwindigkeiten stellen das Windfeld, wie in der Auswertung noch gezeigt wird, so weit repräsentativ dar, solange keine hohen Anforderungen an die Genauigkeit wie bei vergleichenden Absorbentests gefordert werden.

Trotz sorgfältiger Ausrichtung der Ventilatoren zur Erzeugung eines homogenen Windfeldes weisen die gemessenen Spitzengeschwindigkeiten rd. 35 % Schwankungen von ihrem Mittelwert auf. Wie Abb. 5.1 zeigt, ist es durchaus möglich, daß der wirkliche Spitzenwert nicht ermittelt wurde. Auch erfaßte die Messung nicht den Turbulenzgrad der Luftströmung.

Eine zweite Windfeldmessung über diese 25 Punkte wurde anschließend mit einem Flügelradanemometer durchgeführt. Der Flügelraddurchmesser beträgt 9,5 cm, der Abstand Flügelachse - Platte 5 cm.

Auch diese Werte wurden zu arithmetischen Mittelwerten für je eine Rippe und dem fluiddurchströmten Absorberteil zusammengefaßt und als Bezugsgeschwindigkeit gewählt.

Dies im Vergleich zur ersten Messung einfache Verfahren berücksichtigt nicht das vertikale Windprofil, sondern liefert einen integralen Mittelwert über der Anemometerfläche. Die mit dem Flügelradanemometer bestimmten Bezugswerte liegen rd. 25 % unter den mit dem Hitzdrahtanemometer ermittelten. Die verschiedenen Bezugsgeschwindigkeiten werden in der theoretischen Auswertung benutzt und auf ihre Aussagekraft verglichen.

Um die Anwendbarkeit der erläuterten Mittlungsverfahren zur Bestimmung einer Bezugsgeschwindigkeit zu überprüfen, wurden drei weitere Windfelder erzeugt (Windfeld 2, 3 und 4), deren Geschwindigkeitsverteilungen inhomogener waren. Windfeld 4 war bewußt so angelegt, daß der Freistrahle nur einen Teil der Absorberfläche überstrich (Abb. 5.2) und sich so ein besonders ungleichmäßiges Windfeld ausbildete.

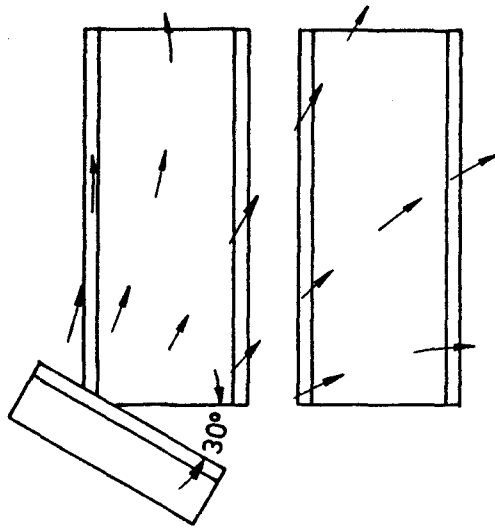


Abb. 5.2 Ventilatoraufstellung zur Erzeugung eines möglichst inhomogenen Windfeldes (Windfeld 4)

## 5.2 Temperaturfeldmessung

Die Wärmetauschgüte eines Absorberelements wird u.a. durch eine möglichst homogene Durchströmung mit dem Wärmeträgermedium bestimmt. Tote Ecken und Rippen setzen im Vergleich zur fluiddurchströmten Fläche weniger Energie um. Um diesen Vorgang zu beschreiben, ist die Definition eines Flächenwirkungsgrades sinnvoll.

Zu diesem Ziel wurde in dieser Arbeit eine Temperaturfeldmessung am flüssigkeitsdurchströmten Teil des Absorbers (d.h. ohne Rippen) durchgeführt. Dazu wurden 25 PT-100 Widerstandsthermometer an der Rückseite der integrierten Platte angebracht. Die Temperatur an der Rückseite stimmt im Rahmen der Meßungenauigkeit mit der Fluidtemperatur überein. Zusätzlich wurde mit einem Infrarot-Temperaturmessgerät die obere Absorberfläche vermessen. Die Temperaturdifferenz zwischen Plattenoberseite und der Fluidtemperatur wurde dabei berücksichtigt.

Abb. 5.3 zeigt die Isothermen auf dem flüssigkeitsdurchströmten Teil des Absorbers und die Randbedingungen auf. Die Flächenanteile der jeweiligen Temperatur wurden mit dem Planimeter ermittelt und daraus eine effektive Fluidtemperatur ermittelt.



$$\dot{Q} = (T_L - T_{\text{eff}}) k_{\text{eff}} A \quad \text{Gl. 5.1}$$

$$T_{\text{eff}} = \frac{\sum T_i A_i}{\sum A_i} \quad \text{Gl. 5.2}$$

Da die Fluidtemperatur bekannt ist, lässt sich die obige Gleichung auch anders darstellen:

$$\dot{Q} = (T_L - T_F) k_{\text{eff}} A \eta_A \quad \text{Gl. 5.3}$$

In dieser Gleichung ist  $\eta_A$  der Flächenwirkungsgrad:

$$\eta_A = \frac{T_L - T_{\text{eff}}}{T_L - T_F} \quad \text{Gl. 5.4}$$

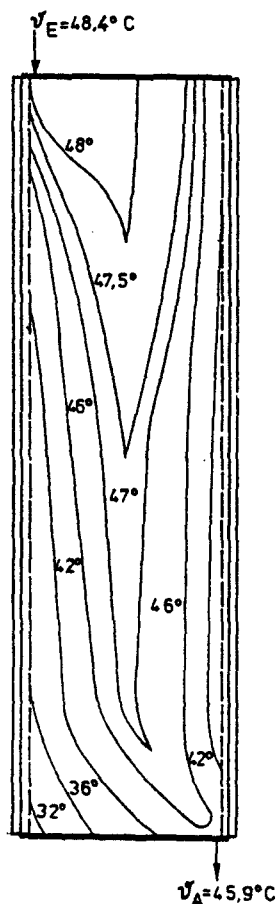


Abb. 5.3 Temperaturverteilung auf dem fluiddurchströmten Teil des Absorbers

$$\begin{aligned} v_U &= 24,7 \text{ } ^\circ\text{C} \\ v_F &= 47,1 \text{ } ^\circ\text{C} \\ v_{\text{eff}} &= 45,2 \text{ } ^\circ\text{C} \\ \eta_A &= 0,91 \end{aligned}$$

Die Fläche wird also in zwei Teile aufgeteilt und zwar:

- wirksam durchströmte Fläche auf Fluidmitteltemperatur
- auf Umgebungstemperatur befindliche und damit unwirksame Fläche.

Der so ermittelte Flächenfaktor gilt streng genommen nur für die gegebenen Randbedingungen, da tote Ecken sich ähnlich wie Rippen verhalten und so von  $T_L - T_F$ , der Luftgeschwindigkeit und der Einbauart abhängig sind. Der Flächenfaktor, der in die theoretische Berechnung mit eingeht, ist also nur als Näherung zu betrachten.

Die im folgenden dargestellten Versuchsreihen genügen, soweit keine Einschränkungen gemacht werden, den in /2/ und /3/ beschriebenen Anforderungen für Kollektortests und den in /19/ empfohlenen Prüfbedingungen für Energieabsorber. Die in /2/ vorgeschriebenen Versuchstemperaturen zwischen  $\vartheta_E = 30^\circ\text{C}$  und  $\vartheta_E = 90^\circ\text{C}$  für Kollektor-Indoor-Tests sind auf Absorberelemente nicht übertragbar, da Kollektoren wesentlich höhere Temperaturen erreichen. Aus diesem Grund wurden die hier beschriebenen Versuche im typischen Arbeitsbereich mit Temperaturen zwischen

$$- 50 \text{ K} \leq T_L - T_F \leq + 15 \text{ K}$$

durchgeführt.

### 5.3 Meßprogramm bei Naturkonvektion

Es wurden insgesamt 7 Versuchsreihen bei Naturkonvektion durchgeführt:

1. Naturkonvektion, waagerechte Platte, integrierte Bauweise
2. " , Plattenneigung = 45 grad, " "
3. " , senkrechte Platte, " "
4. " , waagerechte Platte, hinterlüftete Bauweise
5. " , Plattenneigung = 45 grad, " "
6. " , senkrechte Platte, " "
7. " , Plattenneigung = 45 grad, integrierte Bauweise,  

$$35 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2\text{h}} \leq \dot{m} \leq 140 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2\text{h}}$$

In den Versuchsreihen 1. - 6. wurden die Wärmetauschereigenschaften des Elementes in Abhängigkeit der Einbauweise untersucht.

Die Versuche wurden mit dem für fluiddu-  
oren vorgeschriebenen Normdurchsatz von  
der geringen Wärmedurchgänge für Temper-  
ist bei Kollektornormdurchsatz mit eine  
trägerfluids über dem Absorber von - 1,  
ein hoher relativer  $\Delta T$ -Meßfehler result

hströmte thermische Solarkollek-  
2 kg/m<sup>2</sup>h durchgeführt. Aufgrund  
urdifferenzen - 10 K  $\leq T_L - T_F \leq$  + 10 K  
Änderung der Temperatur des Wärme-  
K  $\leq \Delta T \leq$  + 1,5 K zu rechnen, woraus  
rt.

In Versuch 7 wurde der Massenstrom zwis-  
iert, den Einfluß des Massendurchsatzes  
suchen. Wie die Fehlerrechnung noch zei-  
strom  $\dot{m}$  und damit wachsenden Temperatur  
wandten Geräten auch der Meßfehler klei

en 35-140 kg/m<sup>2</sup>h mit dem Ziel vari-  
uf den Wärmedurchgang zu unter-  
, wird mit kleiner werdendem Massen-  
fferenzen  $\Delta T$  bei den hier ver-  
r.

#### 5.4 Meßprogramm bei Zwangskonvektion i Freistrahle eines Gebläses

Zur Ermittlung der Wärmedurchgänge bei  
grierten Elemente zunächst im Freistrah-  
kapitel 5.1 sind die aufgeprägten Windfel  
Mit diesen Windfeldern wurden folgende

angskonvektion wurden die inte-  
eines Gebläses ventiliert. In Ka-  
r und deren Erfassung dargestellt.  
rsuchsreihen durchgeführt:

- |  |   |
|--|---|
| 1. Windfeld 1, Windgeschwindigkeit rd. | 7 m/s, Schwankung = 35 %  |
| 2. " 1, "                              | " 7 m/s, " " 35 %<br>35 kg/m <sup>2</sup> h $\leq \dot{m} \leq$ 140 kg/m <sup>2</sup> h |
| 3. " 1, "                              | " 9 m/s, Schwankung = 35 %  |
| 4. " 1, "                              | " 9 m/s, " = 35 %<br>35 kg/m <sup>2</sup> h $\leq \dot{m} \leq$ 140 kg/m <sup>2</sup> h |
| 5. " 2, "                              | " 7 m/s, Schwankung = 55 %  |
| 6. " 2, "                              | " 2 m/s, " = 55 %   |
| 7. " 3, "                              | " 4 m/s, " = 60 %   |
| 8. " 3, "                              | " 2 m/s, " = 60 %   |
| 9. " 4, "                              | " 5 m/s, " = 100 %  |

In der Tabelle sind die für beide Absor-  
mittelten Bezugsgeschwindigkeiten über  
oberfläche arithmetisch gemittelt aufge-  
Abweichung der Spitzengeschwindigkeiten  
an (siehe Kapitel 5.1). Bei den Versuch

r mit dem Hitzdrahtanemometer er-  
r fluiddurchströmten Absorber-  
hrt. Die Schwankungen geben die  
on den Bezugswindgeschwindigkeiten  
1. und 3. handelt es sich um

Testreihen mit unterschiedlichen Fluidtemperaturen. Alle anderen Versuche wurden nur mit einer Fluidtemperatur durchgeführt. Bei den Versuchen 2. und 4. variierten dabei die Massendurchsätze. Hier soll, wie im Kapitel 5.3 beschrieben, die Abhängigkeit des Energieumsatzes vom Massenstrom untersucht werden. Die ermittelten Bezugsgeschwindigkeiten werden bei der theoretischen Berechnung der Wärmedurchgänge benutzt. Die je nach Windfeld und Meßmethode unterschiedlichen Abweichungen zwischen gemessenen und berechneten Energieumsätzen lassen Rückschlüsse auf die Güte der Meßmethode und die Anforderungen an die Homogenität des Windfeldes zu.

### 5.5 Meßprogramm bei Zwangskonvektion im Kanal

Eine Verbesserung der Homogenität des im Freistrahle erzeugten Windfeldes war nicht möglich. Zur Lösung dieses Problems wurde im Rahmen dieser Arbeit ein Kanal mit saugseitig montierten Ventilatoren gefertigt. Die Absorberelemente waren als Teil der Kanalwand gegenüberliegend integriert angebracht. Die Wände bestanden aus 2 cm starken Spanplatten, auf die die Absorber mit Isolation entsprechend den integrierten Tests montiert waren. Die Seitenwände neben den Absorbern wurden auf Rippenhöhe mit Styropor ausgekleidet. Aufgrund der saugseitig montierten Ventilatoren bildete sich ein sehr gleichmäßiges Windfeld aus (siehe Abb. 5.6). Eine kurze abgerundete Vorlaufstrecke vermied Einlaufstörungen. Damit Turbulenzen vor dem Gebläseeintritt die Strömung über der Platte nicht stören, wurde ein Abstand von ca. 20 cm zwischen Plattenende und Ventilatoreintritt vorgesehen.

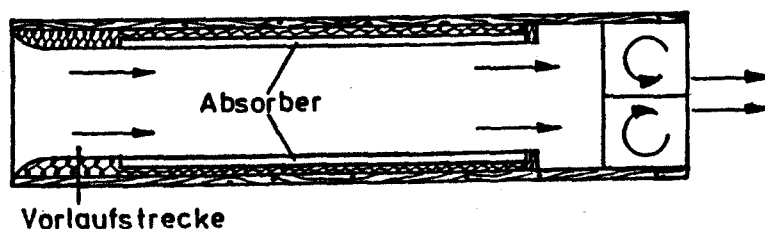


Abb. 5.4 Luftkanal mit saugseitig montierten Ventilatoren und integrierten Absorbern. Lichte Maße: Höhe = 30 cm, Breite = 118 cm, Länge = 260 cm

Ein Gitter am Kanaleingang könnte die Strömungsverhältnisse noch verbessern. Die turbulente Kanalströmung unterteilt sich in drei Bereiche:

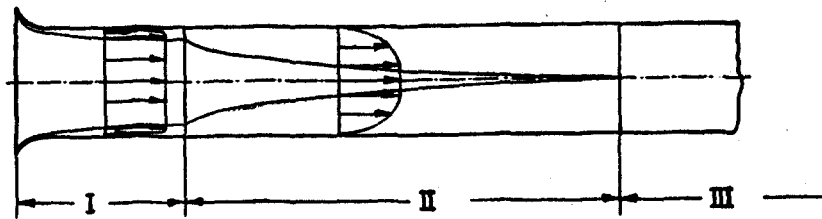


Abb. 5.5 Grenzschichten im Einlaufbereich von Kanälen und Rohren

Bereich I : laminare Grenzschicht, Einlaufströmung

Bereich II : turbulente Grenzschicht, Einlaufströmung

Bereich III : ausgebildete Kanal- oder Rohrströmung mit turbulenter Grenzschicht

Werden die geringen Druckverluste im Kanal vernachlässigt, so ist der Bereich I und II, also der Bereich der Einlaufströmung als homogene Strömung über der Platte anzusehen. Wird die Kanalhöhe so gewählt, daß die gesamte Kanallänge zur Einlaufstrecke gehört, so sind die konvektiven Wärmeübergänge am Absorber mit denen der erzwungenen Konvektion an der überströmten Platte gleichzusetzen. In diesem Fall muß die Kanalhöhe  $h$  mindestens

$$h = 2\delta_e \quad \text{Gl. 5.5}$$

betragen. Die Grenzschichtdicke errechnet sich nach /11/ aus

$$\frac{\delta_e}{x} = 0,37 \operatorname{Re}_x^{-0,2} \quad \text{Gl. 5.6}$$

$$l_e = 1,46 h \operatorname{Re}_h^{0,25} \quad \text{Gl. 5.7}$$

Die angegebenen Formeln beziehen sich auf die Einlauflänge  $l_e$  bei idealem abgerundeten Einlauf.

Damit auch die Grenzschicht an den Kanalseiten die Plattenströmung nicht beeinflusst, sollte der Kanal breiter als das Absorberelement sein. Im hier beschriebenen Fall ist die Kanalhöhe und -breite durch die verwendeten Ventilatoren gegeben. Der aufgezeigte Kanal erfüllt alle zur Ausbildung einer homogenen Strömung notwendigen Bedingungen.

Die Ergebnisse der Windfeldmessung sind in Abb. 5.6 dargestellt und zeigen das sehr gleichmäßige Geschwindigkeitsprofil.

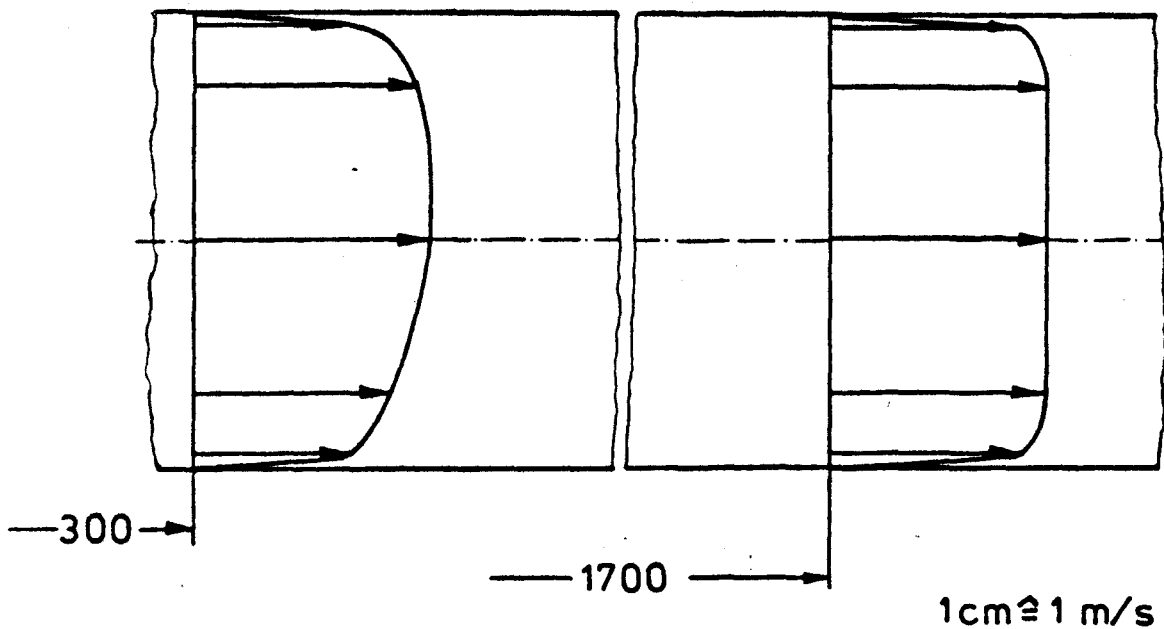


Abb. 5.6 Windgeschwindigkeitsprofil im Kanal 30 cm und 170 cm vom Plattenanfang entfernt

Damit die Kanalwandtemperatur nicht als zusätzliche Unbekannte die Berechnung der thermischen Strahlung erschwert, ist es sinnvoll, wenn die Kanalwandtemperatur mit der Lufttemperatur übereinstimmt. Dies kann, wie in diesem Fall, durch Bekleben der Kanalwände mit polierter Aluminiumfolie, die die einfallende thermische Strahlung fast vollständig reflektiert und sich so nicht aufheizt, erreicht werden. Deshalb beträgt die Differenz zwischen der Wand- und der Lufttemperatur 0,6 K bei einer Temperaturdifferenz von  $T_F - T_L = 50$  K.

## 6 THEORETISCHE BERECHNUNG

Im folgenden Kapitel werden die relevanten Wärmeübertragungsgesetze aus der Literatur zusammengestellt und modifiziert, um einen Vergleich zwischen gemessenen und berechneten Wärmedurchgängen zu ermöglichen.

Alle Berechnungen gelten für stationäre Zustände. Weiter werden homogene Strahlungs-, Umgebungs- und Absorberplattentemperaturen angenommen. Die treibende Temperaturdifferenz  $T_L - T_F$  wird durch einfaches Subtrahieren dieser Temperaturen und nicht durch Bildung der logarithmischen Temperaturdifferenz ermittelt, da beide Rechnungen zu nahezu gleichen Ergebnissen führen

(maximale Abweichung 0,2 K bei  $T_F - T_L = 50$  K und  $\Delta T = 10$  K). Der in Kapitel 5.2 ermittelte Flächenwirkungsgrad wird in der Rechnung mit berücksichtigt.

## 6.1 Integrierte Bauweise

### 6.1.1 Innere Wärmedurchgänge

Der konvektive Wärmeübergang zwischen Absorberplatte und Wärmeträgerfluid ist in /8/ beschrieben.

Dieser liegt in der Größenordnung von  $1000 \text{ W/m}^2\text{K}$  und ist im Vergleich zu den äußeren Wärmeübergängen sehr hoch. Das gleiche gilt für die Wärmeleitung im Absorberblech.

Mit guter Näherung kann die Plattenoberflächentemperatur mit der Fluidtemperatur gleichgesetzt werden. Durch diese Vereinfachung ergeben sich bei der Berechnung der Wärmedurchgänge relative Fehler in der Größenordnung von 2,5% bei Zwangskonvektion und 1 % bei Naturkonvektion.

### 6.1.2 Rückseitige Wärmeleitung

Aus der angegebenen Bauform und den Stoffwerten lassen sich die Wärmeübergänge auf der Rückseite ermitteln. Wird die Temperatur der Spanplatte an der Rückseite mit  $T_L$  gleichgesetzt, so ist mit den obigen Angaben der rückseitige Wärmedurchgangskoeffizient  $k_H$  gegeben. Die Wärmeleitung an der Rückseite spielt eine untergeordnete Rolle.

### 6.1.3 Konvektiver Wärmeübergang an der Oberseite des Elements

In Abb. 6.1 sind die Wärmeübergangsgesetze aus /9/, /13/, /11/ und /17/ für Naturkonvektion an der senkrechten Platte dargestellt.



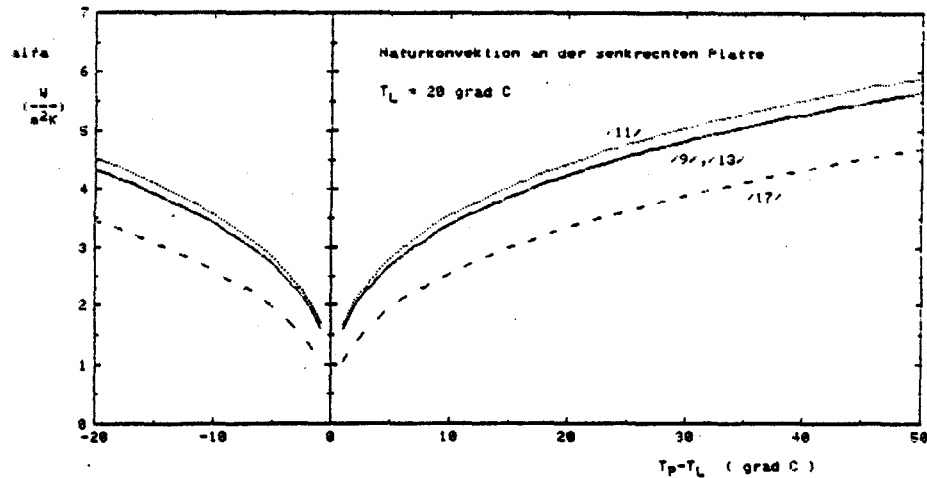


Abb. 6.1 Wärmeübergangskoeffizienten für Naturkonvektion an der senkrechten Platte aus unterschiedlichen Quellen

Abb. 6.2 zeigt die Wärmeübergangsgesetze für die senkrechte Platte aus /9/ und /13/

$$\alpha_A = 0,13 \lambda / l (Gr Pr)^{0,33} \quad \text{Gl. 6.1}$$

für unterschiedliche Umgebungsbedingungen.

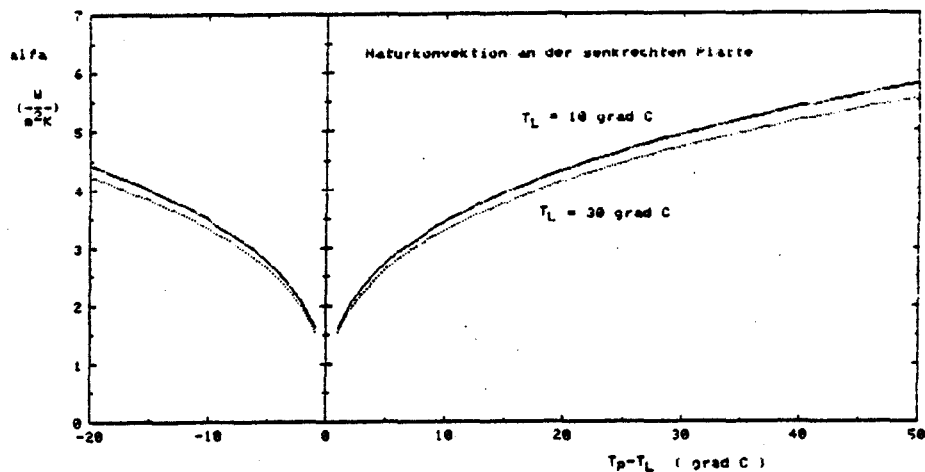


Abb. 6.2 Wärmeübergangskoeffizienten für Naturkonvektion an der senkrechten Platte für unterschiedliche Lufttemperaturen

Die Gesetze für die geneigte Platte unterscheiden sich durch die Multiplikation der Grashofzahl mit dem Sinus des Neigungswinkels von denen der senkrechten Platte.

In Abb. 6.3 sind die aus /9/, /13/ und /17/ berechneten Wärmeübergänge für Naturkonvektion an der waagerechten Platte aufgezichnet.

$$\alpha_A = 0,58 \lambda / l' (Gr Pr)^{0,2} \quad \text{für } T_p < T_L \quad \text{Gl. 6.2}$$

$$\alpha_A = 0,14 \lambda / l' (Gr Pr)^{0,33} \quad \text{für } T_p > T_L \quad \text{Gl. 6.3}$$

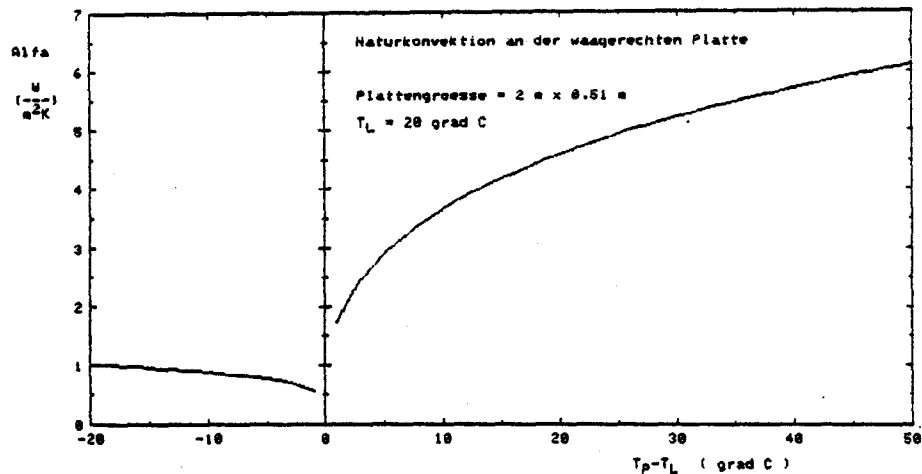


Abb. 6.3 Wärmeübergangskoeffizienten für Naturkonvektion an der waagerechten Platte

Abb. 6.4 zeigt die für erzwungene Konvektion berechneten Wärmeübergangskoeffizienten aus /7/, /11/ und /15/.

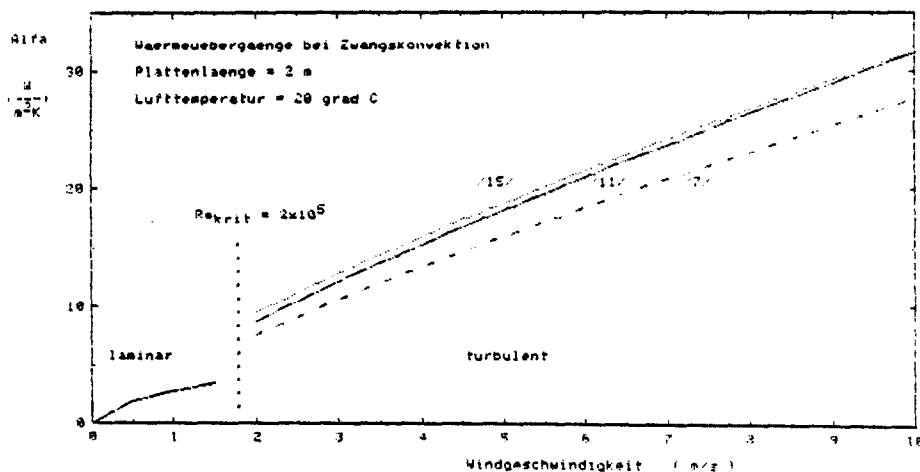


Abb. 6.4 Wärmeübergangskoeffizienten für Zwangskonvektion an der überströmten Platte aus unterschiedlichen Quellen

Das Gesetz für die laminare Strömung wird in allen Literaturstellen gleich angegeben.

$$\alpha_A = 0,664 \lambda / l' Pr^{0,43} Re^{0,5} \quad \text{Gl. 6.4}$$

Für weitere Vergleiche zwischen berechneten und gemessenen Energieumsätzen soll für die turbulente Strömung die in /11/ dargestellte Gleichung angewandt werden.

$$\alpha_A = 0,036 \lambda / l \operatorname{Pr}^{0,43} \operatorname{Re}^{0,8} \quad \text{Gl. 6.5}$$

In dieser Gleichung ist keine Überlagerung von Zwangs- und Naturkonvektion beschrieben.

#### 6.1.4 Thermischer Strahlungsaustausch

Der thermische Strahlungsaustausch zwischen Absorberelement und umgebenden Halbraum soll auf das in Abb. 6.5 dargestellte Problem reduziert werden. Mit den dargestellten Bedingungen läßt sich der Strahlungsaustausch wie folgt beschreiben:

$$\dot{q}_{SL} - \dot{q}_{SP} = \epsilon_A \sigma (T_L^4 - T_P^4) \quad \text{Gl. 6.6}$$

$$= \epsilon_A \sigma \underbrace{(T_L^2 + T_P^2)(T_L + T_P)}_{k_S} (T_L - T_P) \quad \text{Gl. 6.7}$$

$$\dot{q}_{SL} - \dot{q}_{SP} = k_S (T_L - T_P) \quad \text{Gl. 6.8}$$

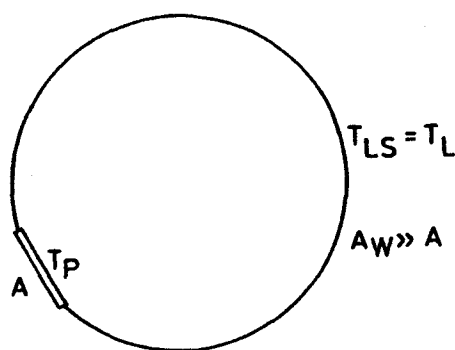


Abb. 6.5 Vereinfachte Strahlungsbilanz zwischen dem Absorber und dem Halbraum über dem Absorber

In Abb. 6.6 ist der Wärmeübergangskoeffizient für thermische Strahlung und Naturkonvektion an der senkrechten Platte aus /9/ und /13/, und in Abb. 6.7 der Koeffizient für thermische Strahlung und Zwangskonvektion aus /11/ dargestellt.

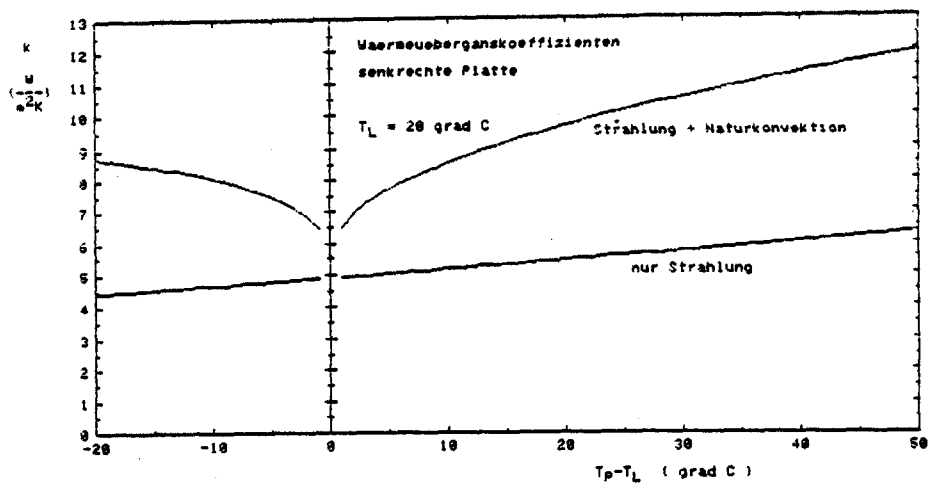


Abb. 6.6 Wärmeübergangskoeffizienten für thermische Strahlung nach Abb. 6.5 mit  $\epsilon_A = 0,95$  und Naturkonvektion an der senkrechten Platte nach Abb. 6.1

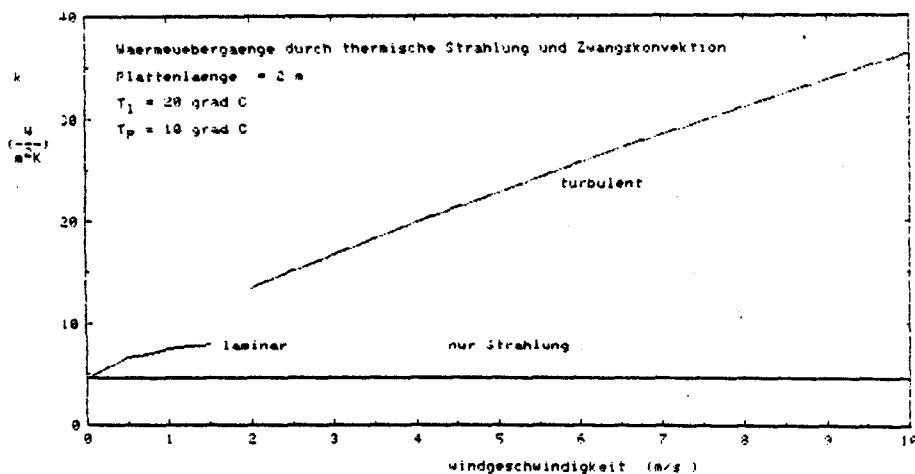


Abb. 6.7 Wärmeübergangskoeffizient für thermische Strahlung nach Abb. 6.5 mit  $\epsilon_A = 0,95$  und Zwangskonvektion nach Abb. 6.4

### 6.1.5 Rippen

Die Berechnung der an den Seiten und an den Enden des Absorbers befindlichen Rippen erfolgt nach /13/.

Die Rippenfußtemperatur wurde bei der Temperaturfeldmessung ermittelt und als Funktion der Absorberplattentemperatur und der Umgebungstemperatur dargestellt. Diese Funktion soll für alle Berechnungen als allgemein gültig betrachtet werden:

$$T_{FR} = 0,26 T_L + 0,74 T_p \quad \text{Gl. 6.9}$$

Zur Berechnung der rückseitigen Wärmeleitung an den Rippen und der thermischen Strahlung wird eine mittlere Rippentemperatur  $T_R$  benötigt. Bei Vernachlässigung der Temperaturabhängigkeit von  $\alpha_{AR}$  und  $k_{SR}$  im Bereich zwischen  $T_{FR}$  und  $T_R$  folgt:

$$\frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{\max}} = \frac{(\alpha_A + k_S) A_R (T_L - T_R)}{(\alpha_A + k_S) A_R (T_L - T_R)} \quad \text{Gl. 6.10}$$

$$= \tanh(m l_R) / (m l_R) \quad \text{Gl. 6.11}$$

$$m = \left( \frac{(\alpha_{AR} + k_{SR}) U_R}{\lambda_R A_R} \right)^{0,5}$$

$$T_R = T_L - \tanh(m l_R) / (m l_R) (T_L - T_{FR}) \quad \text{Gl. 6.12}$$

Da sich die Rippentemperatur und die äußeren Wärmeübergänge beeinflussen, müssen die Werte iterativ berechnet werden. Alle weiteren, zur Ermittlung des Energieumsatzes an den Rippen notwendigen Gleichungen werden in /13/ beschrieben.

#### 6.1.6 Kondensation

Bei einigen Versuchen mit Naturkonvektion wurde an der Plattenoberfläche der Taupunkt der Luft unterschritten.

Die dabei kondensatbenetzte Fläche lehnt sich in ihrer Form an die in Abb. 5.3 dargestellten Isothermen an. Deshalb soll bei einer überschlägigen Erfassung der Kondensationswärme die mit dem Flächenfaktor multiplizierte, fluiddurchströmte Fläche zugrunde gelegt werden. Die notwendigen Gleichungen sind in /12/ vollständig beschrieben.

### 6.2 Hinterlüftete Bauweise

Die in Kapitel 6.1 beschriebene Ermittlung der inneren Wärmedurchgänge, der Konvektion an der Oberseite, der thermischen Strahlung an der Oberseite und der Kondensationswärme kann sinngemäß auch für die hinterlüftete Platte zugrunde gelegt werden.

Änderungen bei der Berechnung der Energieumsätze ergeben sich nur an der Rückseite und an den Rippen.

Die Wärmedurchgänge an der Rückseite des hinterlüfteten Absorberelements werden von zwei Wärmeübertragungsmechanismen bestimmt.

- Naturkonvektion

Zwischen der Unterseite der Absorberplatte und der Holzplatte bildet sich durch Temperaturdifferenzen eine Spaltströmung aus. In /15/ werden die konvektiven Wärmeübergänge für unterschiedliche Neigungswinkel und Wärmestromrichtungen vollständig beschrieben.

- Thermischer Strahlungsaustausch

Ein thermischer Strahlungsaustausch findet zwischen der rückseitigen Absorberplatte und der Holzplatte sowie der rückseitigen Absorberplatte und der auf Lufttemperatur befindlichen Umgebung statt.

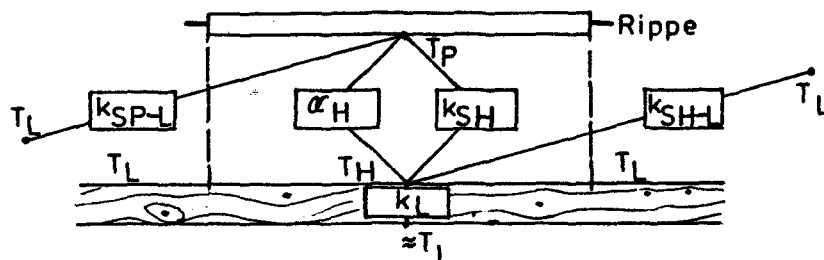


Abb. 6.8 Rückseitige Wärmeübergänge an der hinterlüfteten Absorberplatte

Beide in Abb. 6.8 dargestellten Mechanismen sind stark an die Holzplatten-temperatur  $T_H$  gebunden, die sich wieder aus der Wechselwirkung mit der Absorberplattentemperatur ergibt und erheblich von der Lufttemperatur abweichen kann. Die Bestimmung des rückseitigen Wärmedurchgangs geschieht deshalb in einer iterativen Rechnung, die die Energiebilanz an der Holzplatte mit einbezieht. Dabei soll die der Absorberplatte entsprechende Holzfläche eine homogene Temperatur  $T_H$ , die darüber hinausragende Fläche die Lufttemperatur  $T_L$  annehmen.

Die Berechnung der Wärmedurchgänge an den Rippen unterliegt den gleichen prinzipiellen Gesichtspunkten wie beim fluiddurchströmten Teil des Absorberelements. In Abb. 6.9 sind die Wärmeübergangsmechanismen zwischen der Rippe und ihrer Umgebung dargestellt.

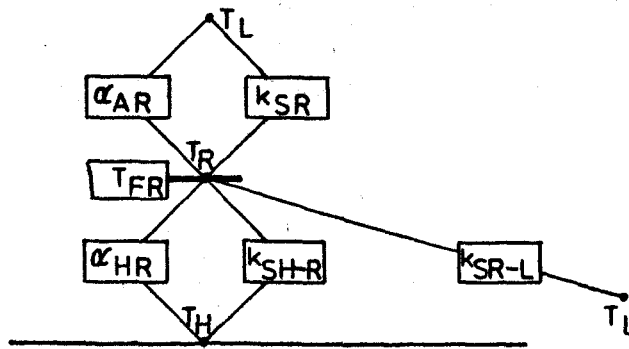


Abb. 6.9 Wärmeübergänge an der Rippe des hinterlüfteten Absorber-elements

Um die Berechnung zu vereinfachen, soll ein mittlerer Wärmeübergangskoeffizient definiert werden.

$$k_m = 1/2 (\alpha_{AR} + k_{SR} + \alpha_{HR} + k_{SH-R} + k_{SR-L}) \quad \text{Gl. 6.13}$$

Anhand des mittleren Wärmeübergangskoeffizienten läßt sich aus dem in Abb. 6.9 dargestellten Problem eine mittlere Umgebungstemperatur  $T_{Lm}$  ermitteln. Mit diesen Werten ist der Wärmeübergang an der Rippe aus /13/ vollständig zu beschreiben. Da die Wärmeübertragungskoeffizienten und die Rippen-temperatur in Wechselbeziehung zueinander stehen, erfolgt die Berechnung iterativ.

### 6.3 Kanalmessung

Das Grundkonzept zur Bestimmung der Energieumsätze unterscheidet sich nicht von dem der integrierten Bauweise.

In diesem Fall soll zur Berechnung des konvektiven Wärmeübergangs die in /8/ angegebene Gleichung für Platten mit einer unbeheizten Vorlaufstrecke benutzt werden.

Bei der Ermittlung der durch thermischen Strahlungsaustausch bedingten Energieumsätze weicht die Berechnung von der der integrierten Bauweise ab. Zur Bestimmung der Einstrahlzahlen werden einige Annahmen getroffen. Berücksichtigt wird der Strahlungsaustausch zwischen vier Flächen:

- Absorber I
- Absorber II
- Kanalwand (einheitlich auf homogener Wandtemperatur  $T_L$ )
- Kanalein- und Kanalausstritt ( auf homogener Temperatur  $T_L$ )

Wegen des hohen Reflektionsvermögens von polierter Aluminiumfolie im thermischen Bereich werden Mehrfachreflektionen mitberücksichtigt. Die Einstrahlzahlen wurden aus /15/ entnommen.

Aus der Strahlungsbilanz läßt sich die Aufheizung der Kanalwände ermitteln. Für  $T_p - T_L = 50$  K ergibt sich eine Abweichung der Wandtemperatur von der Umgebungstemperatur von 0,6 K. Diese Abweichung kann vernachlässigt werden.

Die Strahlungsbilanz für den ersten Absorber lautet

$$\dot{q}_{SI} A = 10^{-8} \cdot (-5,29 T_{PI}^4 + 3,59 T_{PII}^4 + 1,55 T_L^4) \quad (\text{W/m}^2) \quad \text{Gl. 6.14}$$

Für  $T_{PI}$  und  $T_{PII}$  sind jeweils die mittleren Plattentemperaturen, gebildet aus dem fluiddurchströmten Plattenteil und den Rippen, einzusetzen. Bei der Berechnung der einzelnen Flächenkomponenten soll die obige Strahlungsbilanz vereinfacht gemäß dem Flächenanteil aufgeteilt werden. Da sich die Plattentemperaturen und die Rippentemperaturen gegenseitig beeinflussen, ist eine Berechnung nur iterativ möglich.

## 7 FEHLERABSCHÄTZUNG

Der gesamte mittlere Fehler errechnet sich aus dem Gausschen Fehlerfortpflanzungsgesetz.

$$s = \sqrt{\left(\frac{\partial h}{\partial x}\right)^2 s_1^2 + \left(\frac{\partial h}{\partial y}\right)^2 s_2^2 + \dots}$$

Darin ist  $h$  der zu ermittelnde Wert.

Die Fehler der einzelnen Meßgrößen setzen sich aus Meßgeräte-, Schreiber- und Ablesefehler zusammen. Schreiber- und Ablesefehler sind allerdings viel kleiner als die Gerätefehler und sollen aufgrund der quadratischen Verknüpfung vernachlässigt werden. In Kapitel 4.3 sind die bei der Fehlerrechnung benötigten Gerätefehler der Temperaturfühler, Durchflußmesser, Pyranometer, Pyrgeometer und Anemometer aufgeführt.



### 7.1 Meßfehler bei der Bestimmung des Energieumsatzes

Die gemessene Enthalpiedifferenz wird durch die Gleichung

$$\dot{q}' = \dot{m} c \Delta T \quad \text{Gl. 7.1}$$

beschrieben. Laut Kapitel 4.3 ist die Durchflußmessung mit einem Fehler von 1 % des Meßwertes zu veranschlagen. Die Temperaturdifferenzmessung ist mit einem Fehler von  $\Delta\Delta T = 0,1 \text{ K}$  behaftet.  $c$  wird als Stoffwert aus der Literatur entnommen. Daraus folgt für den mittleren Meßfehler

$$\Delta\dot{q}' = \dot{m} c \sqrt{(0,01 \Delta T)^2 + \Delta\Delta T^2} \quad \text{Gl. 7.2}$$

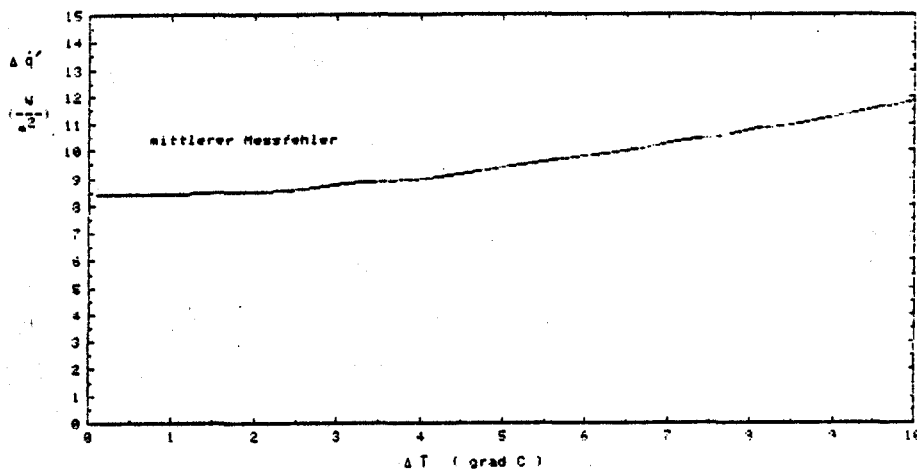


Abb. 7.1 Mittlerer Meßfehler bei der Bestimmung der gemessenen Energieumsätze

Dieser Zusammenhang ist für Normdurchsatz in Abb. 7.1 dargestellt. Der relative Fehler

$$\frac{\Delta\dot{q}'}{\dot{q}'} = \sqrt{0,01^2 + \left(\frac{\Delta\Delta T}{\Delta T}\right)^2} \quad \text{Gl. 7.3}$$

zeigt deutlich Hyperbelcharakteristik, die ausschließlich auf den Meßfehler in der Temperaturdifferenz zwischen Ein- und Austritt des Absorberelementes zurückzuführen ist. Da eine Verringerung des Massendurchsatzes bei gleichen Versuchsbedingungen ein Ansteigen der Temperaturdifferenz des Wärmeträgermediums zwischen Ein- und Auslaß bewirkt, wird der relative Fehler, wie aus Gl. 7.3 ersichtlich, geringer. In Abb. 7.2 ist der relative Fehler für zwei verschiedene Durchflußmengen aufgezeichnet.

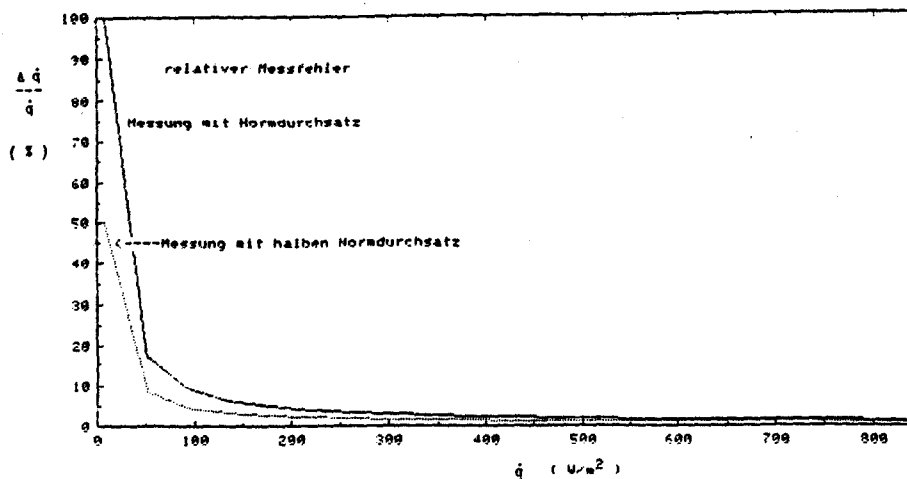


Abb. 7.2 Relativer Meßfehler bei der Bestimmung der gemessenen Energieumsätze in Abhängigkeit vom Wärmeträgermassenstrom

### 7.2 Meßfehler bei der Bestimmung der korrigierten Energieumsätze

Im allgemeinen Betriebsfall treten thermischer Strahlungsaustausch und konvektiver Wärmeübergang beim Flächenwärmetauscher gemeinsam in Erscheinung. Liegt die Strahlungstemperatur über der Lufttemperatur ( $T_{LS} > T_L$ ), so ist mit einem zusätzlichen Energiegewinn am Absorberelement zu rechnen, während  $T_{LS} < T_L$  einen geringeren Strahlungsaustausch zur Folge hat. In dieser Arbeit soll der Strahlungsaustausch berücksichtigt werden, der dann auftritt, wenn Lufttemperatur und Strahlungstemperatur der Umgebung den gleichen Wert aufweisen ( $T_{LS} = T_L$ ). Ergeben sich abweichende Strahlungstemperaturen, so wird um die Abweichung  $\Delta q_S$  korrigiert.

$$\Delta \dot{q}_S = \dot{q}_{pyr} - \sigma T_L^4 \quad \text{Gl. 7.4}$$

Eine zweite Korrektur wird für die kurzwellige Strahlung durchgeführt.

$$\dot{q} = \dot{m} c \Delta T - \Delta \dot{q}_S - \alpha \dot{G} \quad \text{Gl. 7.5}$$

Die Berechnung des mittleren Fehlers zeigt, daß dieser mit rd.  $22 \text{ W/m}^2$  nahezu konstant bleibt. Der in Abb. 7.3 dargestellte relative Meßfehler hat für alle Messungen mit Ausnahme der Kanalmessung Gültigkeit.

Soll ein relativer Meßfehler von 15 % nicht überschritten werden, so muß der Energieumsatz mindestens  $150 \text{ W/m}^2$  (entsprechend  $\Delta T \approx 1,5 \text{ K}$  bei Norm-

durchsatz betragen. Der Meßfehler ist größtenteils auf die Pyrgeometerungenauigkeit zurückzuführen ( $20 \text{ W/m}^2$ ).

Ließe sich eine definierte Strahlungstemperatur über dem Absorberhalbraum auf  $\pm 1 \text{ K}$  genau garantieren, so könnte auf die Pyrgeometermessung verzichtet werden. Der Meßfehler würde, wie in Abb. 7.3 dargestellt, erheblich reduziert.

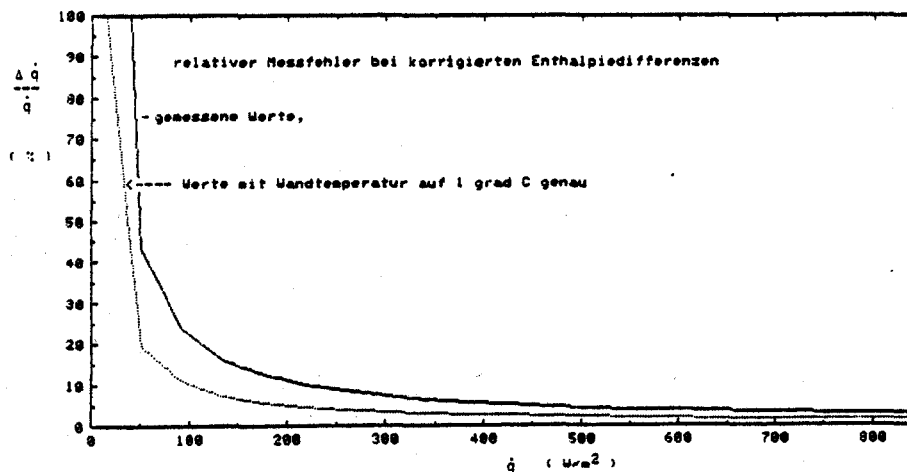


Abb. 7.3 Relative Meßfehler bei der Messung der korrigierten Wärmeumsätze bei unterschiedlicher Erfassung der thermischen Strahlung

### 7.3 Reproduzierbarkeit der Absorbentests im ventilierten Freistrah

In Kapitel 7.2 wurde der Meßfehler der kalorimetrischen Messung beschrieben. Bei Absorbentests im ventilierten Freistrah tritt als zusätzlicher Parameter die Windgeschwindigkeit auf.

Auch wenn die systematischen Fehler bei der Ermittlung einer Bezugsgeschwindigkeit nicht berücksichtigt werden, so ist durch die Anemometerungenauigkeit ein zusätzlicher Meßfehler gegeben. Dieser muß neben dem kalorimetrischen Meßfehler gesondert angegeben werden.

Den Zusammenhang zwischen Windgeschwindigkeit und Energieumsatz deutet Gl. 3.1 an,

$$\dot{q} = k_{\text{eff}}(v) (T_L - T_F) \quad \text{Gl. 3.1}$$

da  $k_{\text{eff}}$  weitestgehend von der Windgeschwindigkeit abhängt. Mit dieser Gleichung und den in der theoretischen Berechnung aufgezeigten Wärmedurchgangskoeffizienten läßt sich die durch eine ungenau bestimmte Windgeschwindigkeit hervorgerufene Änderung des Energieumsatzes berechnen. Dieser Zusammenhang bestimmt in Verbindung mit dem kalorimetrischen Meßfehler die Reproduzierbarkeit der Versuchsreihen. In Abb. 7.4 sind die relativen und mittleren Abweichungen aufgetragen.

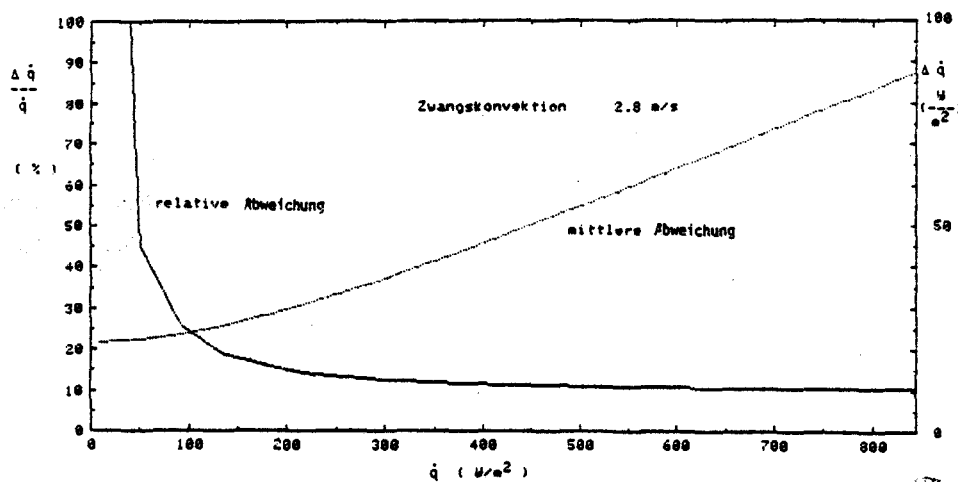


Abb. 7.4 Mittlere und relative Abweichungen durch Fehler in der kalorimetrischen Messung und durch Anemometerfehler hervorgerufen

#### 7.4 Meßfehler bei der Kanalmessung

Wie in Kapitel 5.5 beschrieben wurde, liegen im Kanal definierte Strahlungsbedingungen vor, die eine Messung der langwelligen Strahlung mit dem Pyrgeometer überflüssig machen. Damit entfällt die in Abb. 7.3 dargestellte Fehlerbetrachtung. Die ohnehin geringen Strahlungsintensitäten im kurzwelligen Bereich sind im abgedunkelten Kanal zu vernachlässigen. Die Fehler der kalorimetrischen Messung entsprechen somit den in Abb. 7.1 und Abb. 7.2 dargestellten. Auch bei dieser Versuchsanordnung muß der Anemometerfehler separat betrachtet werden.

In Abb. 7.5 ist die Reproduzierbarkeit der Messungen dargestellt. Dabei fällt im Vergleich zu Abb. 7.4 die deutlich kleinere Abweichung für geringe Energieumsätze auf.

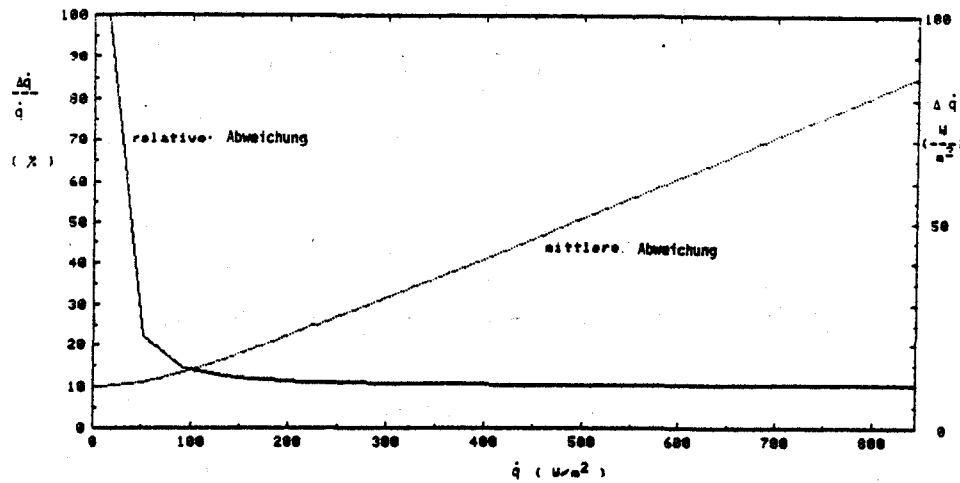


Abb. 7.5 Mittlere und relative Abweichungen bei der Kanalmessung durch Fehler bei der kalorimetrischen Messung und durch Anemometerfehler hervorgerufen

## 8 ERGEBNISSE

### 8.1 Reduzierung der die Versuche beeinflussenden Parameter

In den folgenden Kapiteln soll der Energieumsatz als Funktion der Temperaturdifferenz zwischen Umgebungstemperatur und Fluidmittentemperatur dargestellt werden.

Neben den Randbedingungen wie Bauart, Neigungswinkel, Windgeschwindigkeit wird der Energieumsatz aber auch durch die Wandtemperatur, die Globalstrahlung und evtl. auftretende Kondensation beeinflusst.

Ideale Versuchsbedingungen liegen vor, wenn in einem vollkommen abgedunkelten Raum, in dem die Wandtemperatur mit der Lufttemperatur übereinstimmt, Absorberelemente so getestet werden, daß keine Kondensation auftritt. Um die Versuchsergebnisse auf diesen Zustand zu beziehen, sind folgende Korrekturen notwendig:

- Wie in Kapitel 7.2 beschrieben, wird die Abweichung des Strahlungsniveaus von der Lufttemperatur durch einen Korrekturwert  $\Delta \dot{q}_s$  berücksichtigt.

$$4\dot{q}_S = \dot{q}_{\text{pyr}} - \sigma T_L^4 \quad \text{Gl. 8.1}$$

- Der gemessene Energieumsatz muß um die absorbierte Globalstrahlung  $\alpha \dot{G}$  reduziert werden.
- Da eine exakte Erfassung der Kondensation nur mit hohem Meßaufwand möglich ist, sind Absorbertests zweckmäßigerweise so durchzuführen, daß keine Taubildung auftritt. Andernfalls sollten die ermittelten Wärmedurchgänge um die Kondensationswärme reduziert und extra gekennzeichnet werden.

Bei der Kanalmessung braucht, solange keine Kondensation auftritt und beide Absorber gleiche Temperaturen aufweisen, keine Korrektur zu erfolgen.

Bei der Auswertung werden Massenstrom, Neigungswinkel und Bauweise als feste Randbedingungen betrachtet, während die Windgeschwindigkeit und die Temperaturdifferenz  $T_L - T_F$  als Versuchsvariable in den Diagrammen aufgeführt sind.

## 8.2 Naturkonvektion

In den folgenden Diagrammen sind die Ergebnisse der verschiedenen Meßreihen dargestellt. Für  $T_L < T_F$  sind die Meßpunkte durch ein Ausgleichspolynom 3. Grades verbunden. Im Bereich  $T_L > T_F$  konnte wegen geringer Temperaturdifferenzen auf eine Ausgleichsgrade zurückgegriffen werden. Die Punkte werden nicht durch einen gemeinsamen Kurvenzug verbunden, da bei Naturkonvektion je nach  $T_L < T_F$  oder  $T_L > T_F$  andere Wärmeübergangsgesetze gültig sind.

Aus der Ableitung des Polynoms nach  $T_L - T_F$  errechnet sich der effektive Wärmedurchgangskoeffizient.

$$k_{\text{eff}} = \frac{\partial \dot{q}}{\partial (T_L - T_F)} \quad \text{Gl. 8.2}$$

Bei kleinen  $T_L - T_F$  stimmt der Faktor im linearen Polynomglied näherungsweise mit dem effektiven Wärmedurchgangskoeffizient überein.

Bei den mit  $\odot$  bezeichneten Punkten trat Kondensation auf.

### 8.2.1 Integrierte Bauweise

In Abb. 8.1 sind die Meßergebnisse für das horizontale Absorberelement dargestellt. Stellvertretend für alle Tests, mit Ausnahme der Kanalmessung, ist in dieser Abbildung gestrichelt der Fehlerbalken aufgezeichnet.

Die Wärmedurchgänge am Element lassen sich allgemein durch Gl. 3.1 darstellen.

$$\dot{q} = k_{\text{eff}} (T_L - T_F) \quad \text{Gl. 3.1}$$

Daraus folgt, daß für  $T_L = T_F$  der Energieumsatz gleich 0 wird. Die Polynomdarstellungen weisen zwar geringe Verschiebungen zum 0-Punkt auf, die aber alle weit unterhalb der Fehlergrenzen bleiben.

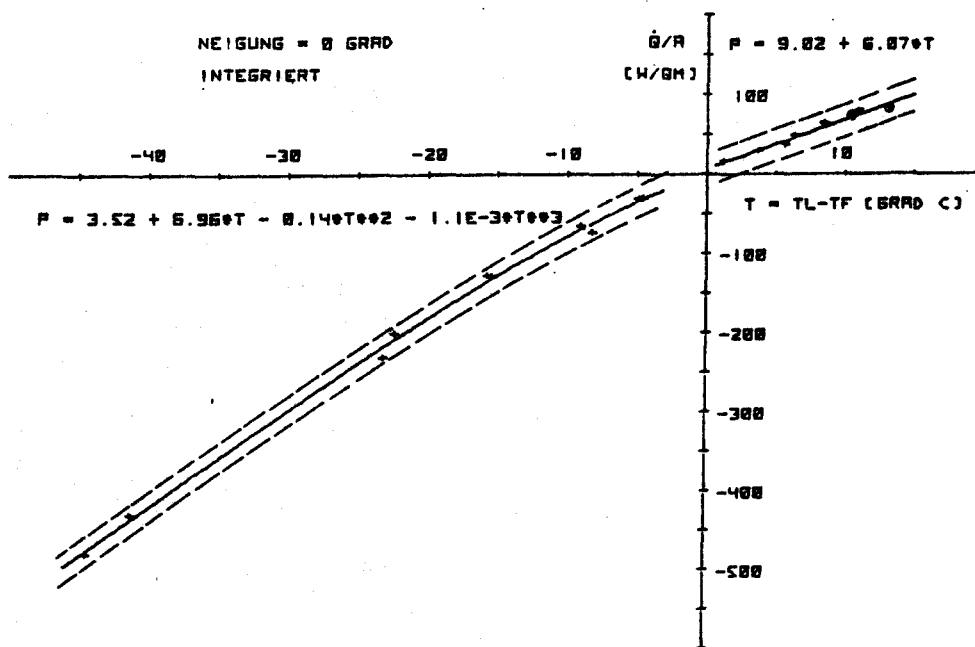


Abb. 8.1 Wärmedurchgänge am horizontalen, integrierten Absorberelement. Gestrichelt ist der Fehlerbalken aufgetragen.

In Abb. 8.2 und Abb. 8.3 sind für einen Neigungswinkel von 45 Grad die korrigierten und die nicht korrigierten Wärmedurchgänge dargestellt. Dabei fällt auf, daß das konstante Glied im Ausgleichspolynom bei den korrigierten Meßwerten größer als bei den nicht korrigierten Ergebnissen ist. Hier werden die Probleme der Pyrgeometermessung deutlich. Während dieser Meßreihe stimmte wahrscheinlich die Wandtemperatur gut mit der Umgebungstemperatur überein. Durch die Korrektur und die damit verbundene Pyrgeometerungenauigkeit entfernen sich die Meßpunkte weiter von den physikalisch plausiblen Werten.

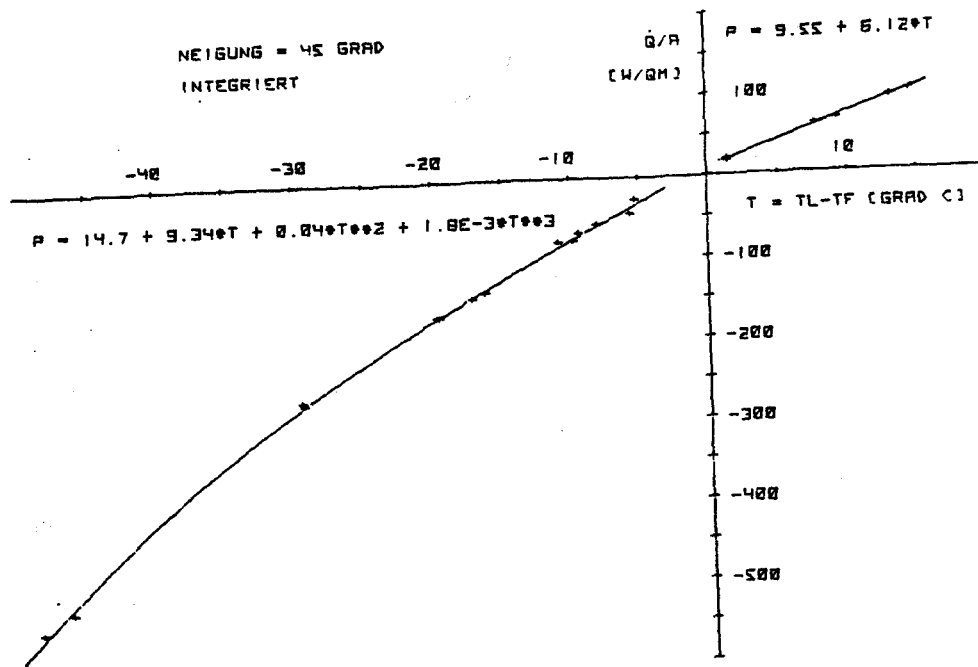


Abb. 8.2 Wärmedurchgänge am integrierten, um 45° geneigten Absorberelement

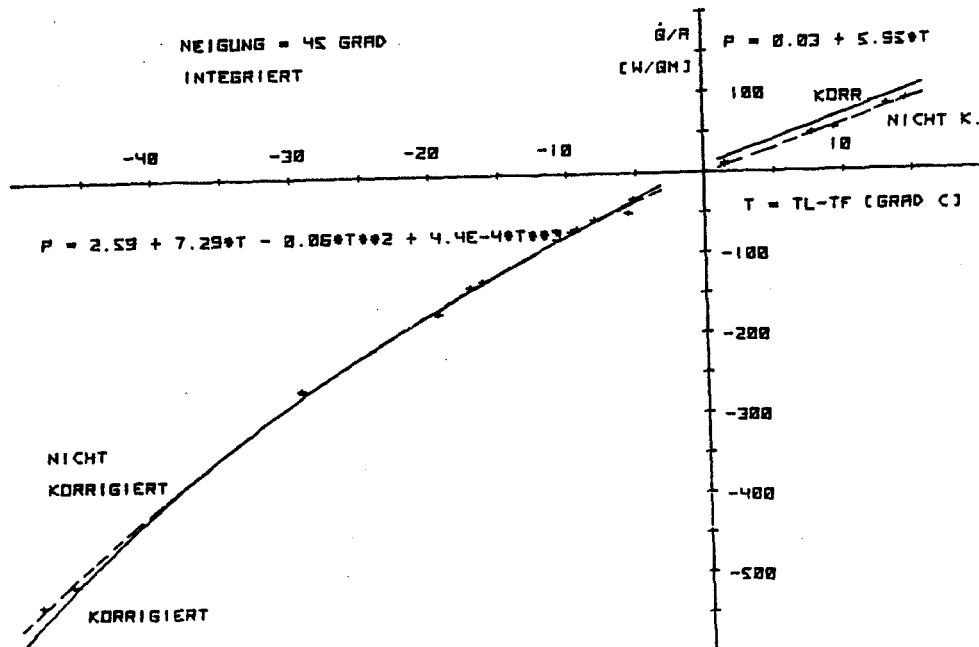


Abb. 8.3 Vergleich zwischen korrigierten und nicht korrigierten Wärmedurchgängen am integrierten, um 45° geneigten Absorberelement

Bei dem Vergleich der beiden Kurven fällt auf, daß die Kurven für  $T_L < T_F$  nicht um einen bestimmten Wert parallelverschoben sind. Dies ist außer auf Pyrgometerfehler auf unterschiedliche Zeitpunkte der Messung und damit unterschiedliche Gegenstrahlungen zurückzuführen.



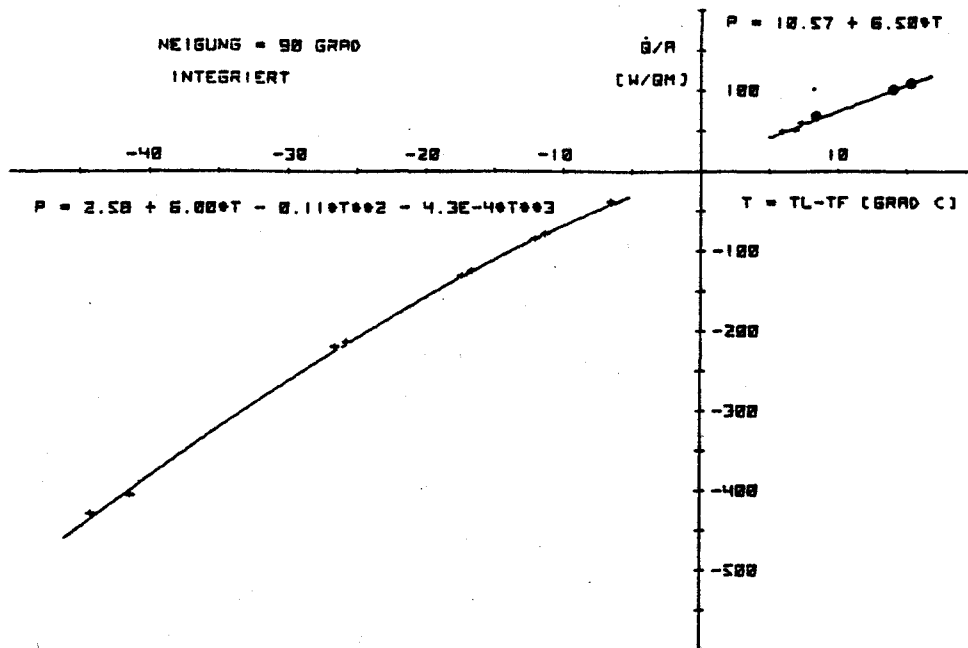


Abb. 8.4 Wärmedurchgänge am vertikalen, integrierten Absorberelement

Abb. 8.5 zeigt einen Vergleich der Versuchsergebnisse integrierter Absorberelemente für unterschiedliche Neigungswinkel. Im Bereich  $T_L > T_F$  zeigen sich nahezu identische Ausgleichsgraden.

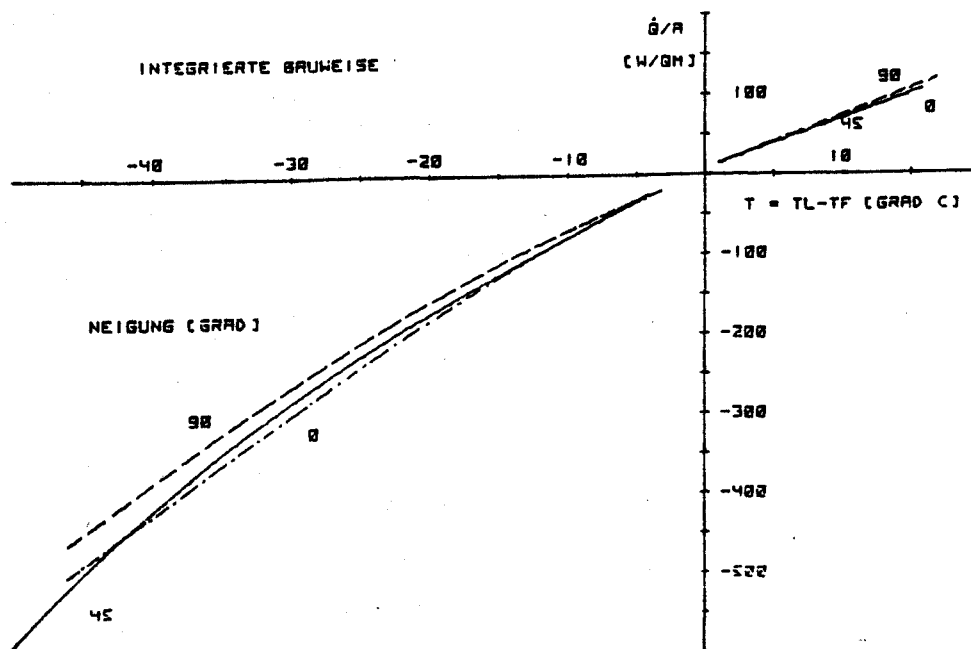


Abb. 8.5 Wärmedurchgänge am integrierten Absorberelement in Abhängigkeit von der Plattenneigung

Wie aus der Theorie zu erwarten, ist der Energieumsatz für  $T_L < T_F$  bei der horizontalen Platte höher als bei der vertikalen Platte.

Eine Auswertung der Wärmeübertragungsgesetze läßt für die um  $45^\circ$  geneigte Platte einen niedrigeren Wärmedurchgang als für die senkrechte Platte vermuten. Die gemessenen Ergebnisse stehen dazu im Widerspruch. Dies kann, wie in Kapitel 3.3 beschrieben, auf nicht ideale Bedingungen wie leichte Luftbewegungen durch Zug, der in der Halle nicht letztlich ausgeschlossen werden kann, zurückzuführen sein. So entsteht besonders bei dem um  $45^\circ$  geneigten Element keine Strömung angelehnt an die Plattenoberfläche, sondern eine Ablösung der Luftströmung. Die Wahrscheinlichkeit der Strömungsablösung wird mit zunehmender Temperaturdifferenz  $T_L - T_F$  größer, wodurch der starke Anstieg des Energieumsatzes für große  $T_L - T_F$  an der um  $45^\circ$  geneigten Platte interpretiert werden kann. Beim Vergleich der Kurven ist aber auch der Meßfehler zu berücksichtigen. So überschneiden sich für alle drei Kurven die Fehlerbalken über dem gesamten Meßbereich.

Im Rahmen der Messung mit der um  $45^\circ$  geneigten Platte wurde auch, wie in Kapitel 5.3 beschrieben, eine Versuchsreihe mit unterschiedlichen Wärmeträgermassendurchsätzen durchgeführt. Dabei wurde gezeigt, daß im Bereich zwischen  $35 - 140 \text{ kg/m}^2\text{h}$  der Energieumsatz bei gleichen Fluidmitteltemperaturen nicht vom Massendurchsatz abhängt.

### 8.2.2 Hinterlüftete Bauweise

Die gemessenen Wärmedurchgänge für drei verschiedene Neigungswinkel sind für die hinterlüftete Montageweise in den Abb. 8.6, 8.7 und 8.8 als Einzelergebnisse dargestellt. Der direkte Vergleich der Meßkurven in Abb. 8.9 weist für die horizontale Stellung des Elements die geringsten Wärmedurchgänge auf. Dieses Ergebnis ist durch stabile Luftschichten zu interpretieren, die sich bei  $T_F > T_L$  an der Elementunterseite und bei  $T_F < T_L$  auf der Oberseite des Absorbers ausbilden. So entsteht keine ausgeprägte Luftströmung, was eine Verringerung des Wärmedurchgangskoeffizienten zur Folge hat, der gegen den Grenzwert der Wärmeleitung strebt. Wie Abb. 8.9 weiterhin zeigt, konnte eine Verbesserung des Wärmedurchgangs durch Veränderung der Neigung von  $45^\circ$  auf  $90^\circ$  (vertikale Stellung) nicht nachgewiesen werden.

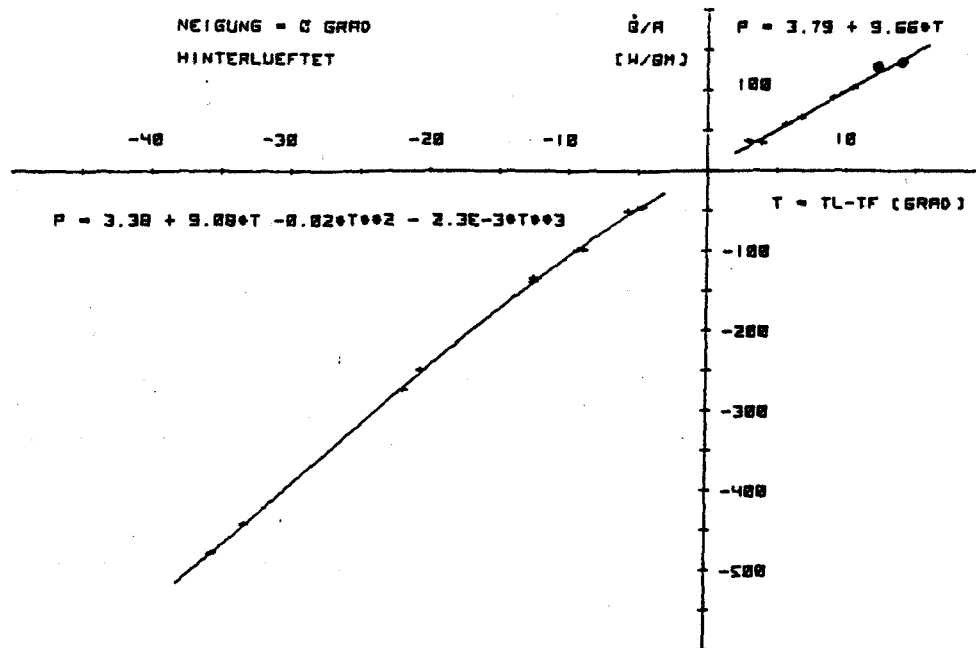


Abb. 8.6 Wärmedurchgänge am horizontalen, hinterlüfteten Absorberelement

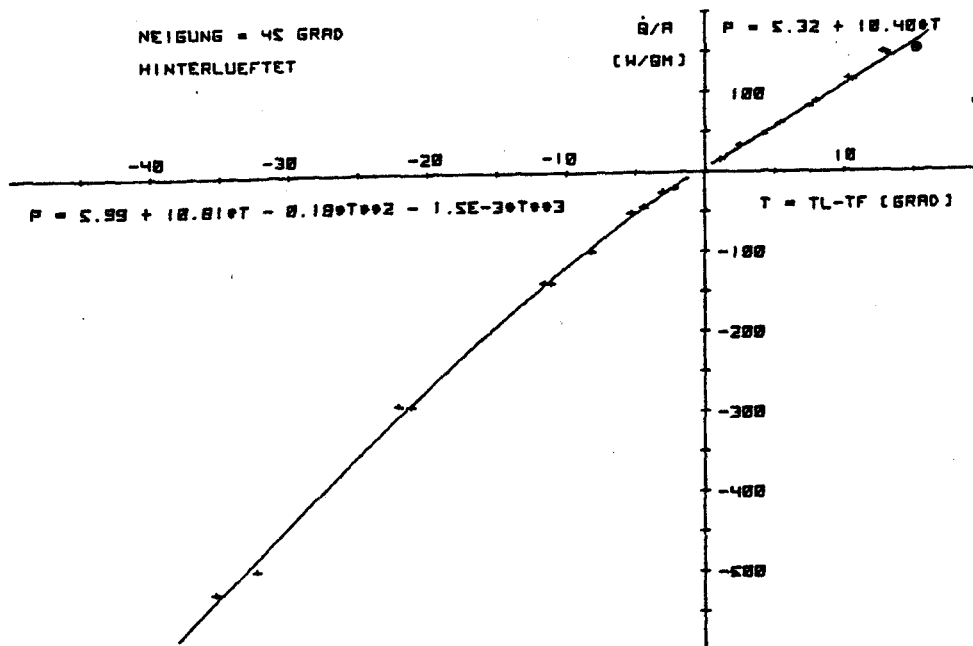


Abb. 8.7 Wärmedurchgänge am hinterlüfteten, um 45° geneigten Absorberelement

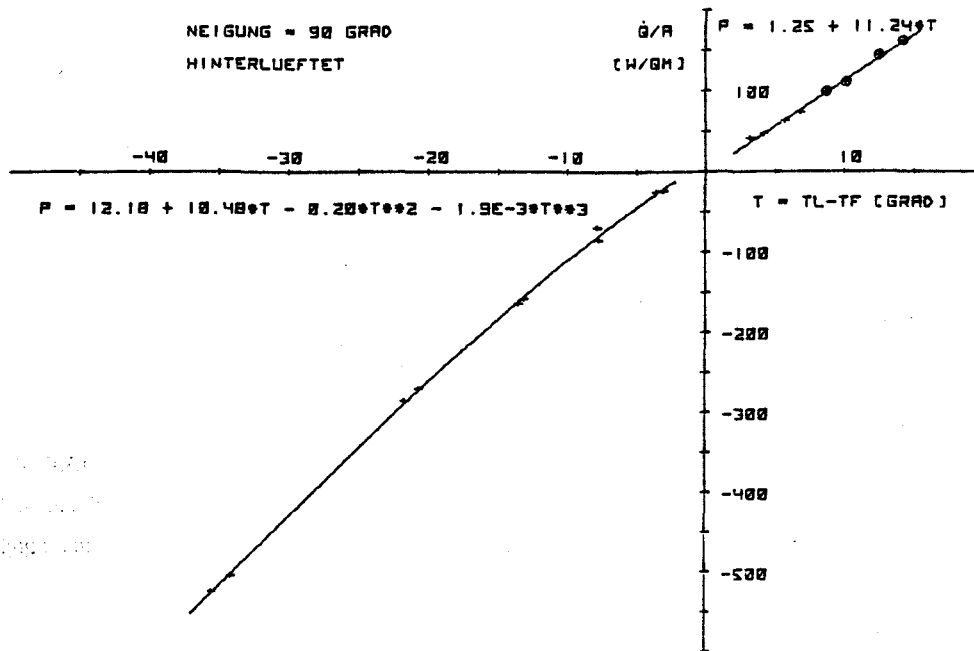


Abb. 8.8 Wärmedurchgänge am vertikalen, hinterlüfteten Absorberelement

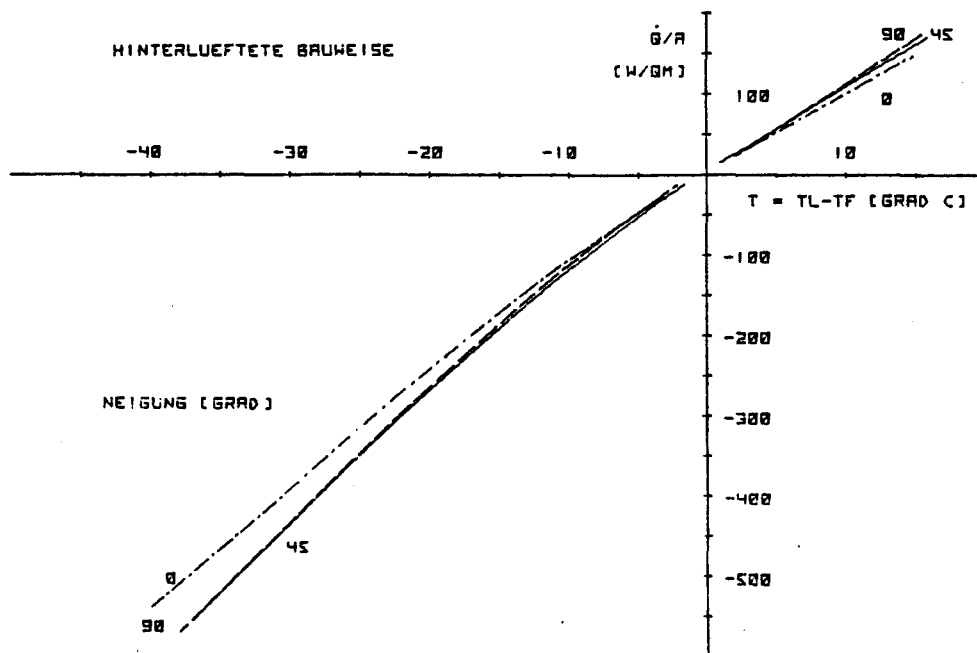


Abb. 8.9 Wärmedurchgänge am hinterlüfteten Absorberelement in Abhängigkeit von der Plattenneigung

### 8.2.3 Vergleich zwischen integrierter und hinterlüfteter Montageweise

In den Abb. 8.10, 8.11 und 8.12 ist für die drei verschiedenen Neigungswinkel der Wärmedurchgang der hinterlüfteten und integrierten Montageweise bei Naturkonvektion dargestellt. Ein Vergleich der drei Diagramme zeigt, daß für größere Neigungswinkel der Anteil des Wärmedurchgangs an der Rückseite steigt. Abb. 8.12 weist für die vertikale hinterlüftete Plattenanordnung einen etwa 65 % höheren Energieumsatz als für die integrierte Bauweise auf. Ein entsprechender Vergleich an der horizontalen Platte in Abb. 8.10 zeigt für  $T_L < T_F$  mit 33 % die geringsten Differenzen im Wärmedurchgang.

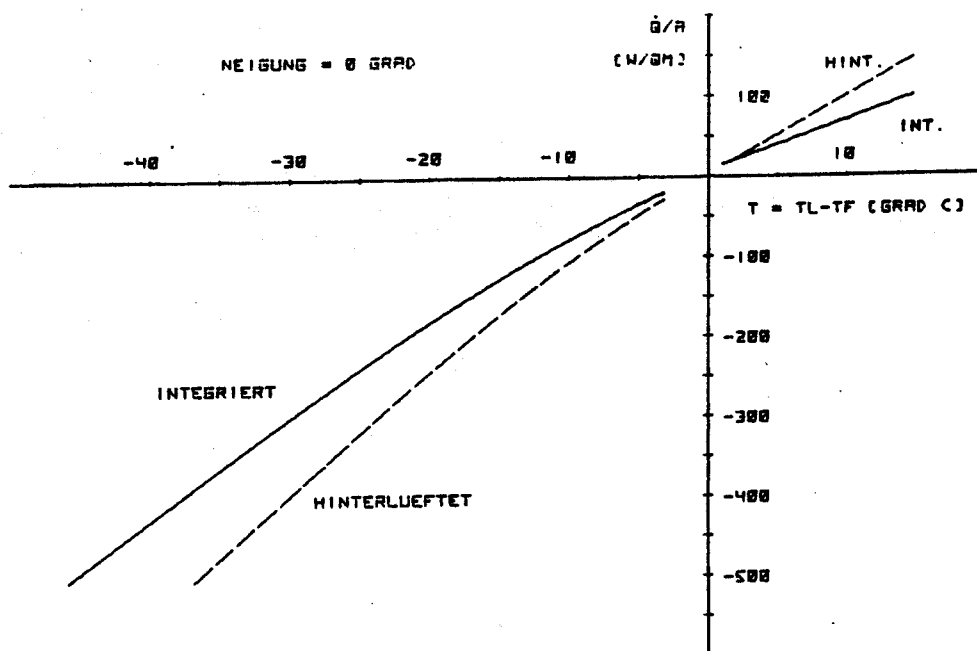


Abb. 8.10 Vergleich der gemessenen Wärmedurchgänge zwischen dem integrierten und hinterlüfteten Absorber-element bei horizontaler Ausrichtung

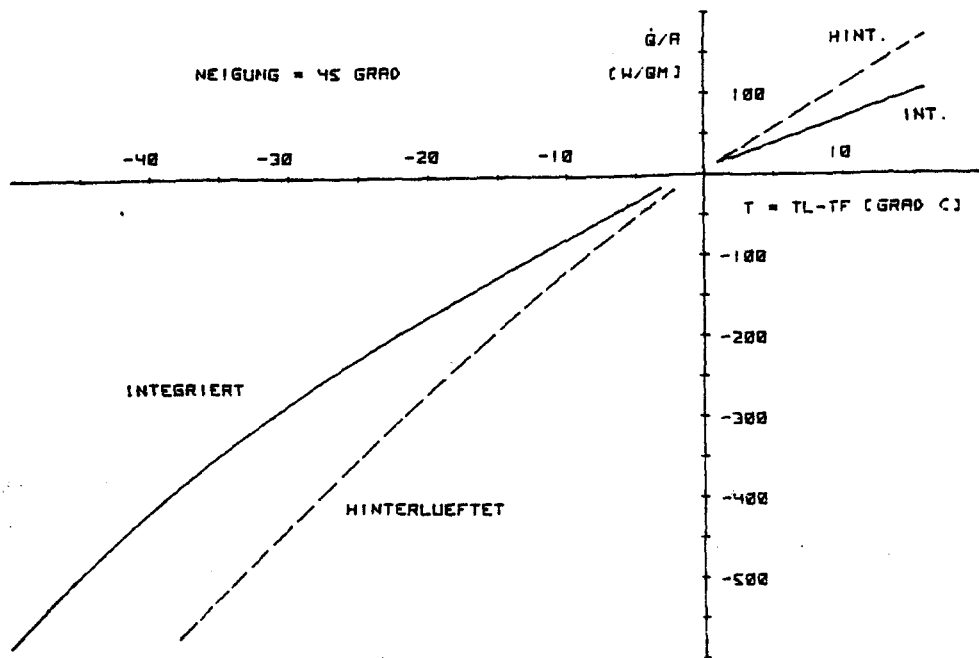


Abb. 8.11 Vergleich der gemessenen Wärmedurchgänge zwischen dem integrierten und hinterlüfteten Absorberelement bei der um  $45^\circ$  geneigten Platte

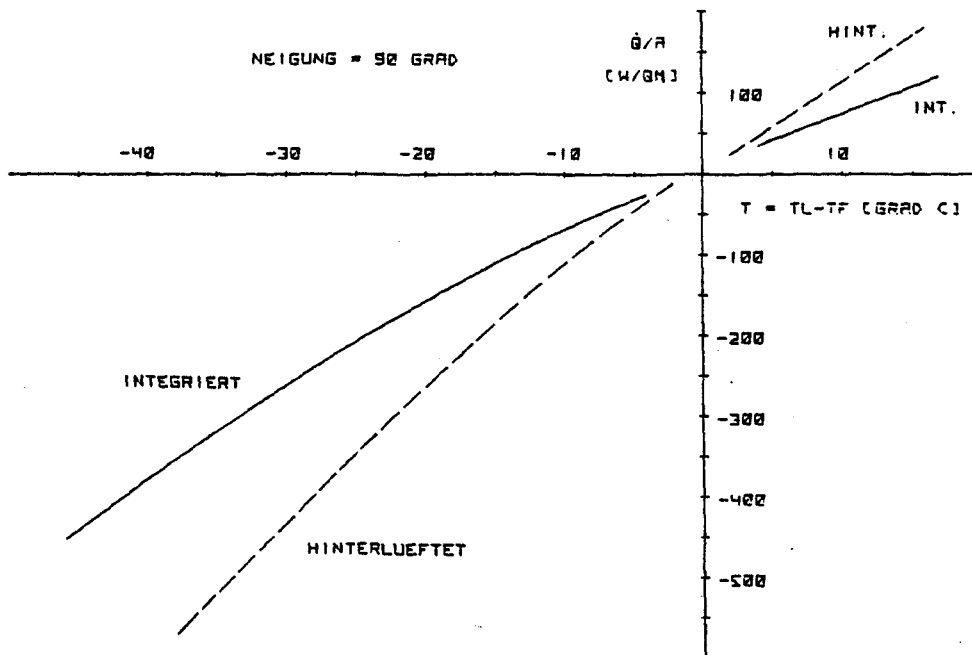


Abb. 8.12 Vergleich der gemessenen Wärmedurchgänge zwischen dem integrierten und hinterlüfteten Absorberelement bei vertikaler Ausrichtung

### 8.3 Zwangskonvektion im Freistrah

In Abb. 8.13 sind die gemessenen Wärmedurchgänge für eine mittlere Bezugswindgeschwindigkeit von 4,9 m/s dargestellt. Die Bezugsgeschwindigkeiten an den fluiddurchströmten Absorberflächen wichen vom mittleren Wert um

-0,35 m/s (Meßwerte als  $\oplus$  gekennzeichnet) bzw. um  
+0,35 m/s (Meßwerte als  $+$  gekennzeichnet)

ab.

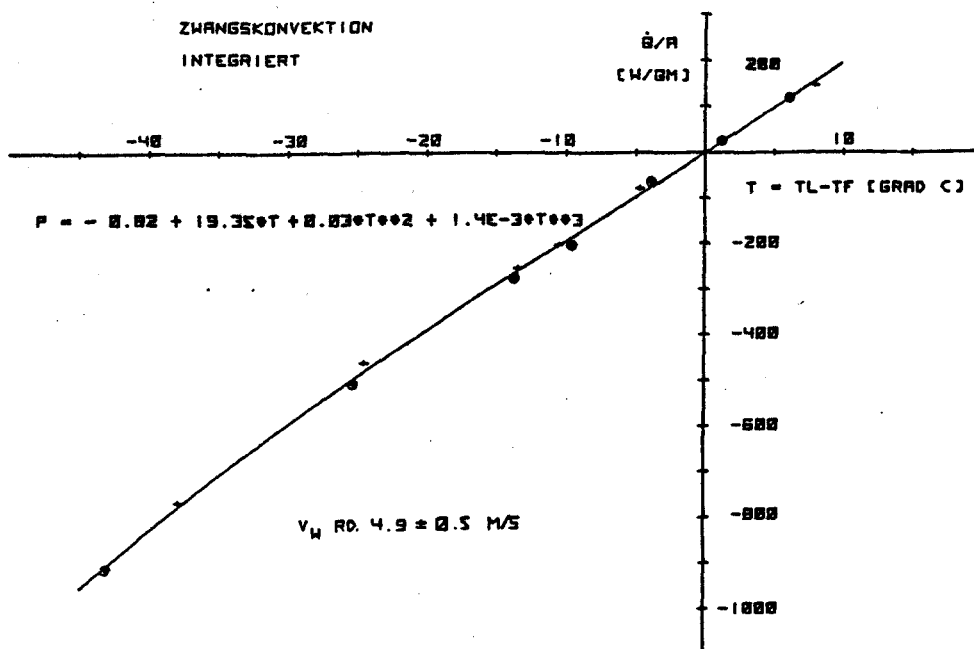


Abb. 8.13 Wärmedurchgänge bei Zwangskonvektion am integrierten Absorberelement. Bezugsgeschwindigkeit = 4,9 m/s. Anemometerfehler 0,5 m/s

Die Differenz der Bezugsgeschwindigkeiten liegt zwar in den Grenzen der angegebenen Anemometergenauigkeit, weist jedoch auf die Schwierigkeiten hin, zwei identische Windfelder zu erzeugen. Außerdem wichen die Bezugswindgeschwindigkeiten über den Rippen vom obigen Mittelwert bis zu -0,9 m/s ab. Die gleiche Kennzeichnung der Meßwerte erfolgt in Abb. 8.14. Hier betrugen die Abweichungen von der mittleren Bezugsgeschwindigkeit

-0,3 m/s (als  $\oplus$  gekennzeichnet) bzw.  
+0,3 m/s (als  $+$  gekennzeichnet).

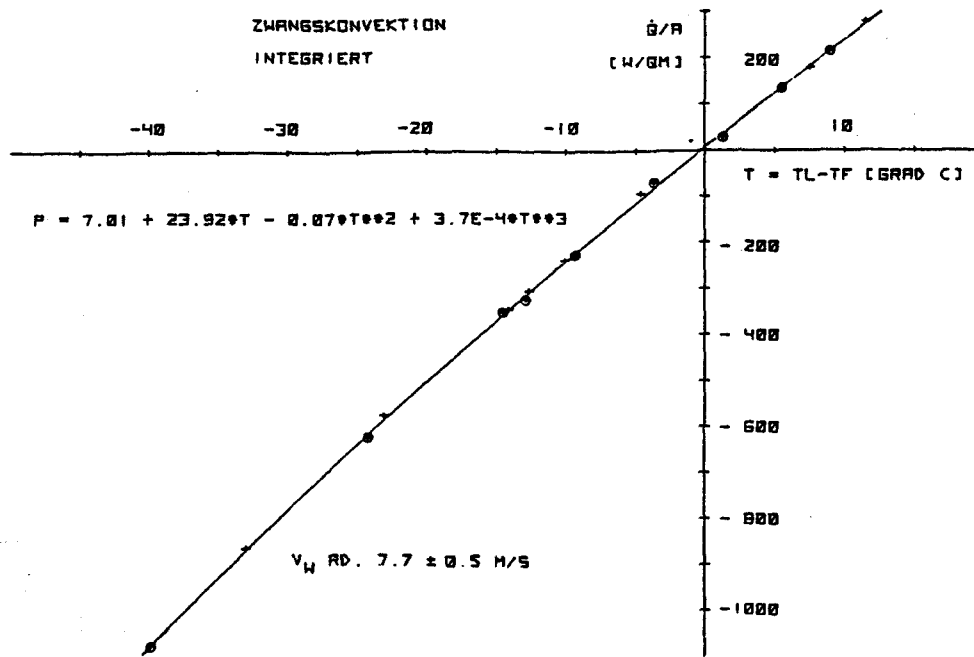


Abb. 8.14 Wärmedurchgänge bei Zwangskonvektion am integrierten Absorberelement. Bezugsgeschwindigkeit = 7,7 m/s. Anemometerfehler 0,5 m/s

Einen Vergleich der Wärmedurchgänge zwischen Naturkonvektion und Zwangskonvektion für Luftgeschwindigkeiten von 4,9 m/s und 7,7 m/s zeigt Abb. 8.15.

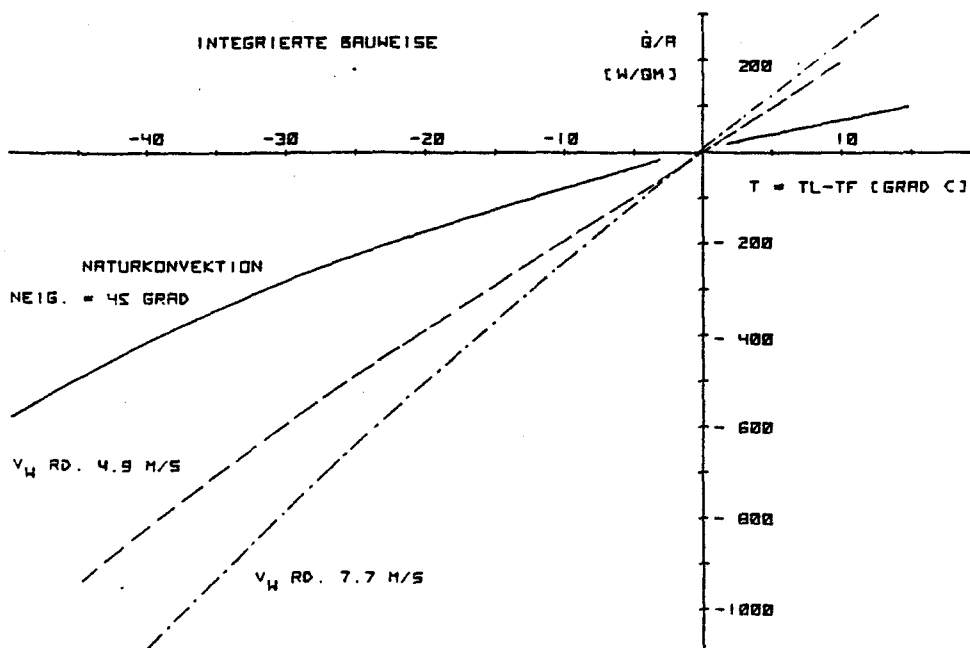


Abb. 8.15 Vergleich der Wärmedurchgänge am integrierten Absorberelement in Abhängigkeit von der Windgeschwindigkeit

Die Variation des Wärmeträgerdurchsatzes zwischen 35 und 140 kg/m<sup>2</sup>h zeigte auch bei Zwangskonvektion bei gleicher Fluidmitteltemperatur keinen Einfluß auf den erzielten Energieumsatz.



#### 8.4 Kanalmessung

Wie in Kapitel 6 beschrieben, stehen beide Absorber untereinander im Strahlungsaustausch. Da die mittleren Fluidtemperaturen der beiden Elemente während einer Messung nur gering differieren, ist der Energieaustausch durch thermische Strahlung zwischen den Platten im Vergleich zum gesamten Energieumsatz zu vernachlässigen.

In Abb. 8.16 sind die gemessenen Wärmedurchgänge mit dem Fehlerband aufgetragen. Da die Messung der Strahlungstemperatur mit dem Pyrgeometer entfällt, ist der aufgezeigte Meßfehler wesentlich geringer als bei den Messungen im Freistrah. Der Anemometerfehler ist im Diagramm gesondert mit 0,5 m/s angegeben.

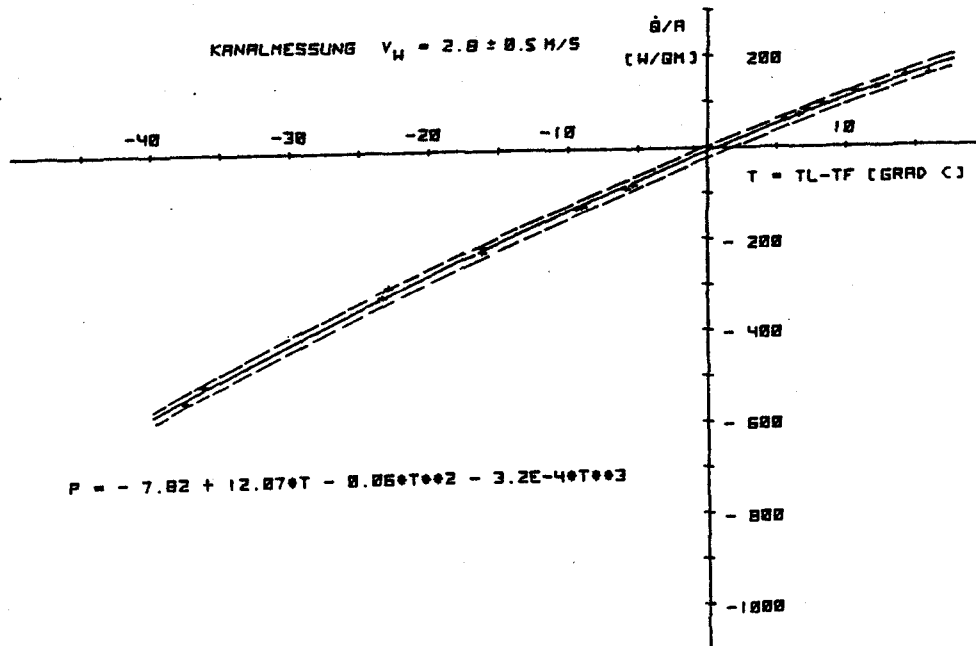


Abb. 8.16 Wärmedurchgänge bei Zwangskonvektion im Kanal.  
Bezugswindgeschwindigkeit = 2,8 m/s.  
Anemometerfehler 0,5 m/s

Um die im Kanal ermittelten Wärmedurchgänge mit den Ergebnissen der frei überströmten Platte vergleichbar zu machen, muß die thermische Strahlung im Kanal mit der thermischen Strahlung in der Halle verglichen und der Differenzbetrag berücksichtigt werden.

In Abb. 8.17 ist der Einfluß der veränderten thermischen Strahlung anschaulich dargestellt. In diesem Diagramm sind die im Kanal gemessenen Wärmedurchgänge aus Abb. 8.16 und die um den Strahlungsterm korrigierten Energie-

umsätze gegenübergestellt.

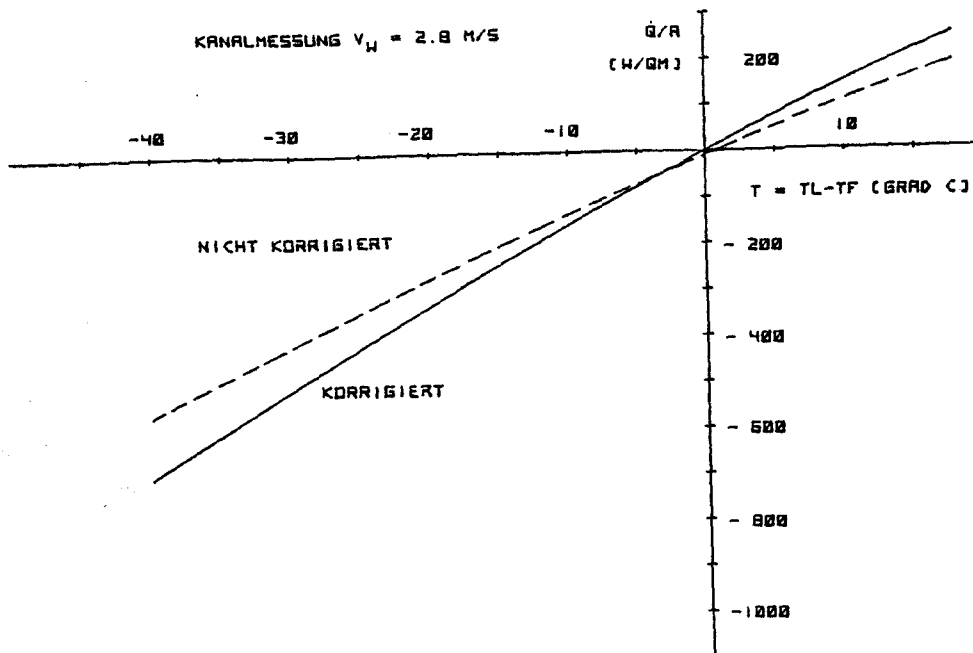


Abb. 8.17 Gemessene und um die thermische Strahlung korrigierte Wärmedurchgänge bei Zwangskonvektion im Kanal.  
Bezugswindgeschwindigkeit = 2,8 m/s.

### 8.5 Vergleich zwischen berechneten und im Versuch ermittelten Wärmedurchgängen

In diesem Kapitel werden die gemessenen Wärmedurchgänge mit den Gesetzen der Wärmeübertragung verglichen.

#### 8.5.1 Naturkonvektion

Stellvertretend für die Vergleiche zwischen berechneten und gemessenen Werten bei Naturkonvektion sind in Abb. 8.18 die Resultate für die waagerechte integrierte Platte und in Abb. 8.19 für die senkrechte hinterlüftete Platte dargestellt.

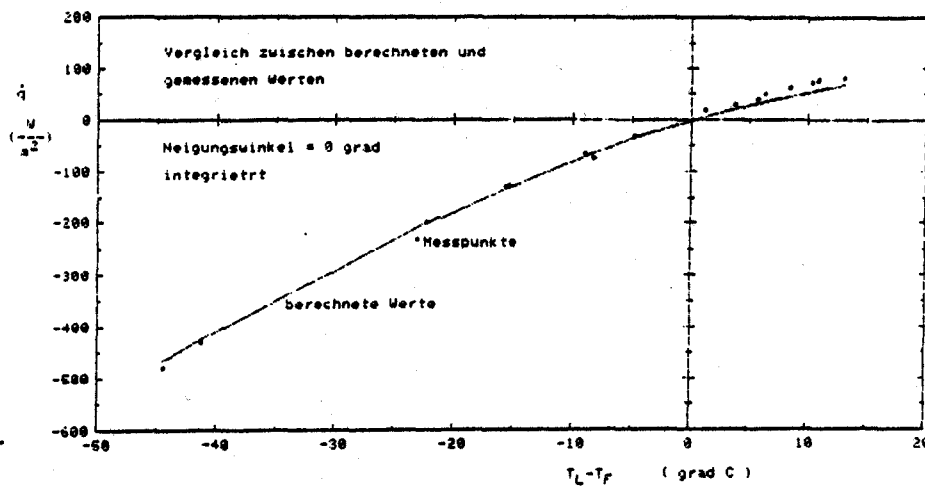


Abb. 8.18 Vergleich zwischen berechneten und gemessenen Wärmedurchgängen am integrierten, horizontalen Absorber-element

Tendenziell lagen die gemessenen Wärmedurchgänge über den berechneten. Die höchste Abweichung zwischen berechneten und gemessenen Werten, die bei einem Versuch auftrat, betrug  $90 \text{ W/m}^2$  (Neigung =  $45^\circ$  hinterlüftet), was eine prozentuale Abweichung von 22 % vom gemessenen Wert bedeutete. Typische Abweichungen lagen in der Größenordnung von 12 %. Für Temperaturdifferenzen  $-20 \text{ K} < T_L - T_F < 15 \text{ K}$  lagen die berechneten Wärmedurchgänge im Bereich des Meßfehlers. Bei den in der theoretischen Berechnung zugrunde gelegten Gleichungen werden ideale Luftströmungen, angelehnt an die Plattenoberfläche, vorausgesetzt. Da in der Versuchshalle geringe Luftbewegungen letztlich nicht ausgeschlossen werden können, sind nach /16/ rd. 30 % höhere, als die in der Theorie angegebenen Wärmedurchgänge möglich.

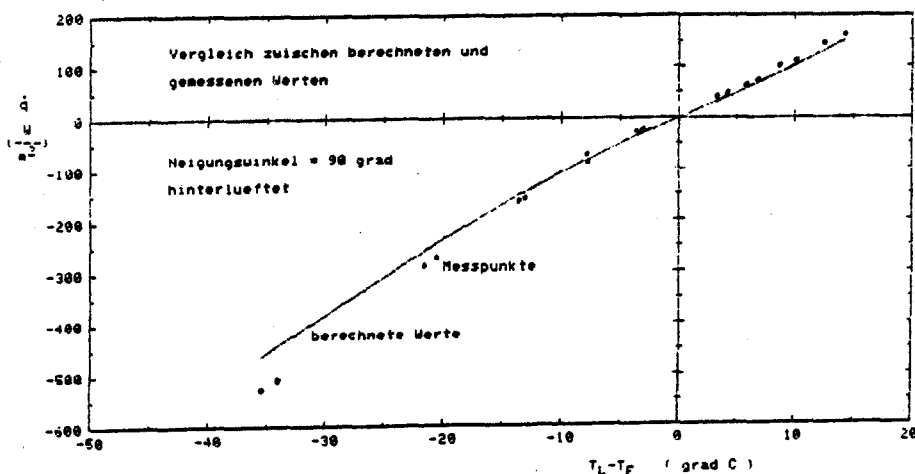


Abb. 8.19 Vergleich zwischen berechneten und gemessenen Wärmedurchgängen am hinterlüfteten, vertikalen Absorber-element

### 8.5.2 Zwangskonvektion im Freistrah

Abb. 8.20 zeigt den Vergleich der gemessenen Wärmedurchgänge gemäß Abb. 8.14 mit den berechneten Energieumsätzen.

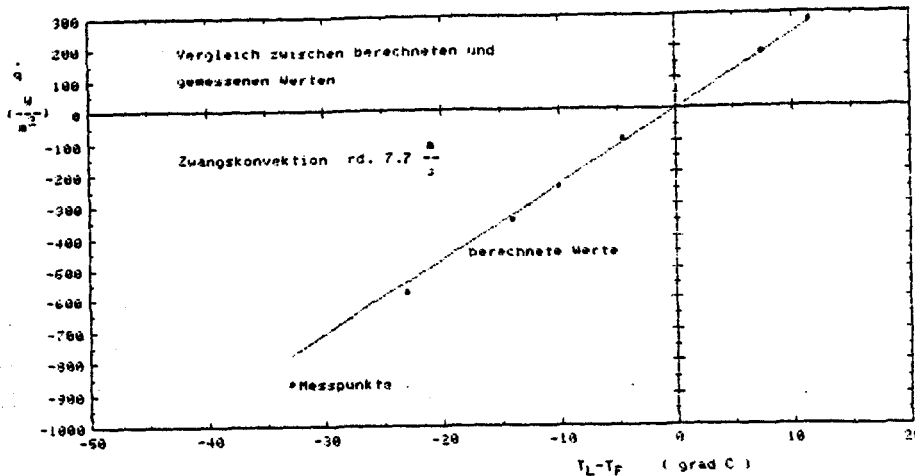


Abb. 8.20 Vergleich zwischen berechneten und gemessenen Wärmedurchgängen bei Zwangskonvektion am integrierten Absorberelement. Bezugsgeschwindigkeit = 7,7 m/s.

Die maximale Differenz lag bei  $90 \text{ W/m}^2$ , was einer relativen Abweichung von 10 % entspricht. Allgemein werden die Meßergebnisse sehr gut abgebildet. Die Abweichungen zwischen berechneten und gemessenen Werten sind wesentlich geringer als bei den Vergleichen mit Naturkonvektion.

Die Rechnung erfolgte mit den in Kapitel 6 angegebenen Gleichungen, die keine Überlagerung von Zwangs- und Naturkonvektion berücksichtigen. Im Bereich hoher Temperaturdifferenzen  $T_F - T_L$  unterschätzt das Modell die Wärmedurchgänge um den Betrag der Naturkonvektion. Dadurch können die steigenden Abweichungen mit zunehmenden Temperaturdifferenzen teilweise erklärt werden.

Durch das Mittelungsverfahren zur Bestimmung der Bezugswindgeschwindigkeit sind Abweichungen gegeben, die quantitativ nicht angegeben werden können.

Auch sollte bei einem Vergleich beachtet werden, daß die Gesetze der Wärmeübertragung z.T. erhebliche Schwankungen aufweisen (siehe Abb. 6.4).

Bei der Rechnung werden die mit dem Hitzdrahtanemometer ermittelten Bezugsgeschwindigkeiten zugrunde gelegt. Ein entsprechender Vergleich der mit dem Flügelradanemometer ermittelten Windgeschwindigkeiten fällt deutlich schlech-

ter aus (Abweichungen bis zu  $250 \text{ W/m}^2 = 30 \%$ ). Zur Erfassung des Windfeldes eignet sich demzufolge die in Kapitel 5.1 dargestellte Methode mit dem Hitzdrahtanemometer.

Ein Vergleich zwischen berechneten und gemessenen Wärmedurchgängen zeigt für die in Kapitel 5.1 beschriebenen Windfelder steigende Abweichungen mit zunehmender Inhomogenität des Windfeldes. Die kalorimetrischen Messungen werden in einem Temperaturbereich zwischen  $-10 \text{ K} > T_L - T_F > -20 \text{ K}$  durchgeführt. Die Abweichungen für das homogene Windfeld 1 lagen hier unter 5 %, die für das möglichst inhomogene Windfeld 4 bei 34 %.

### 8.5.3 Kanalmessung

Eine Gegenüberstellung der errechneten und gemessenen Energieumsätze ist in Abb. 8.21 aufgezeichnet.

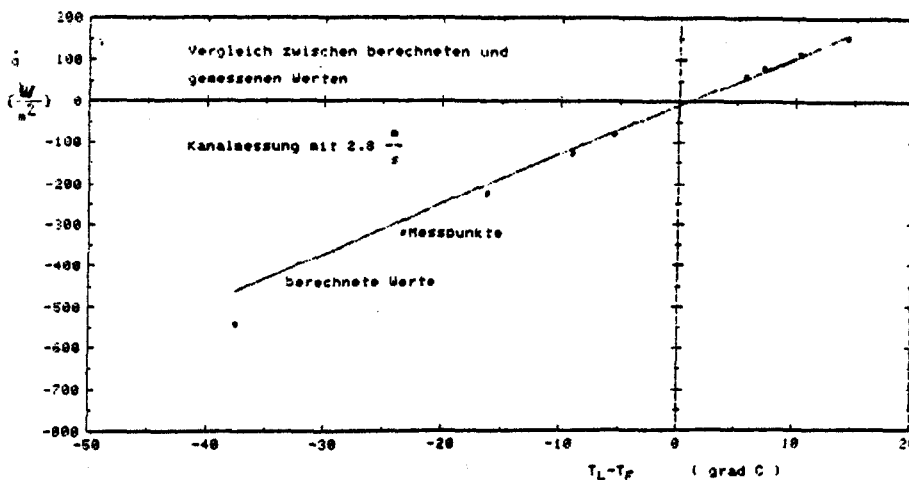


Abb. 8.21 Vergleich zwischen berechneten und gemessenen Wärmedurchgängen bei Zwangskonvektion im Kanal. Bezugswindgeschwindigkeit 2,8 m/s

Auch hier wurde durch die theoretische Berechnung der Wärmedurchgang unterschätzt. Dabei traten geringfügig höhere Differenzen als bei der im Freistrahlfeld ventilierten Platte auf. Die Abweichungen sind auf die in Kapitel 8.3.2 aufgeführten Gründe zurückzuführen. Allerdings entfällt in diesem Fall die Unsicherheit durch ein Mittelungsverfahren zur Bestimmung einer Bezugsgeschwindigkeit wegen des sehr gleichmäßigen Windfeldes im Kanal. Außerdem ist der Fehler der kalorimetrischen Messung geringer. Eine zusätzliche Fehlerquelle ist durch die nur näherungsweise Erfassung des komplexen thermischen Strahlungsaustausches gegeben.

## 9 FOLGERUNGEN

Im Rahmen dieser Arbeit wurde mehrfach auf die in /2/ dargestellte Testprozedurvorschrift für thermische Solarkollektoren zurückgegriffen und auf die Empfehlungen für den Test von Energieabsorbern /19/ hingewiesen.

Die von der Arbeitsgruppe "Gebrauchstauglichkeit von Energieabsorbern" des Bundesverbandes Solarenergie BSE erarbeitete Studie /19/ griff auf einige Anregungen dieser Arbeit zurück.

- Bei allen Versuchsreihen, mit Ausnahme der Kanalmessung, erwies sich die Erfassung der thermischen Gegenstrahlung als kritische Meßgröße. So ist der in Abb. 7.3 und 8.1 dargestellte Meßfehler in erster Linie auf den Pyrgeometerfehler zurückzuführen. Werden die Versuchsreihen "schnell" durchgeführt, ohne daß die Strahlungstemperatur der Umgebung sich ändert, und kann von einer konstanten Pyrgeometerabweichung ausgegangen werden, so wären diese Fehler durch Parallelverschiebung der Meßkurve in den Koordinatenursprung weitgehend zu kompensieren. Eine andere Möglichkeit der Reduzierung dieses Fehlers ist durch eine genauere Erfassung der Wandtemperatur gegeben. Durch geeignete Raumwahl, z.B. einen abgeschlossenen Testraum ohne Außenwände, Fenster und Heizungen, in dem mehrere Temperaturfühler die Wandtemperatur über dem Absorberhalbraum kontrollieren, läßt sich der Meßfehler weitgehend reduzieren (siehe Abb. 7.3).
- In einem entsprechend abgedunkelten Raum könnte die Erfassung der kurzwelligen Strahlung durch ein Pyranometer entfallen. Dadurch würden die Meßgerätekosten entscheidend gesenkt.
- Wie in Kapitel 8 beschrieben, sollten Tests von Absorberelementen so durchgeführt werden, daß keine Kondensation auftritt.
- Aus den geringen Temperaturerhöhungen, besonders bei Messungen mit Naturkonvektion, resultiert ein hoher relativer Meßfehler bei der Bestimmung der Energieumsätze. Da bei den hier verwandten Meßgeräten durch eine Halbierung des Kollektor-Normdurchsatzes auch der Meßfehler der  $\Delta T$ -Messung halbiert wird, sollten Absorbertestes mit geringeren Wärmeträger-Massendurchsätzen durchgeführt werden. Diese

Empfehlung wird dadurch unterstützt, daß der Energieumsatz, wie in Kapitel 8 gezeigt, bei gleichen Fluidmitteltemperaturen nicht durch die Senkung des Massenstroms bis auf den halben Kollektor-Normdurchsatz beeinflußt wird.

- Sollten Absorber im Freistrahle ventiliert werden, so ist bei der Erfassung des Windfeldes der Spitzenwert des Windprofils über dem Absorber an mehreren Stellen der Platte zu messen und der daraus gebildete Mittelwert als Bezugswindgeschwindigkeit zugrunde zu legen. Das Windfeld über der Platte sollte möglichst homogen sein. Mit dieser sehr aufwendigen Erfassung des Windfeldes lassen sich Wärmedurchgänge in erster Näherung ermitteln. Für vergleichende Tests ist dieses Verfahren ungeeignet, da das Windfeld auch nach einer sorgfältigen Vermessung nur ungenügend zu beschreiben und nicht reproduzierbar ist.
- Da sich in einem Kanal mit saugseitig montierten Ventilatoren ein sehr homogenes reproduzierbares Windfeld ausbildet, eignen sich Versuchsreihen im Kanal für vergleichende Tests. Werden die Kanalwände mit Aluminiumfolie kaschiert, so sind definierte Kanalwandtemperaturen gegeben. Hier liegt ein weiterer Vorteil dieser Testmethode, da die Erfassung der thermischen Gegenstrahlung mit dem Pyrgeometer überflüssig wird und der Meßfehler sich entscheidend verringert.

Zur Ermittlung von Auslegungsdaten müssen, wie beschrieben, die im Kanal ermittelten Wärmedurchgänge korrigiert werden.

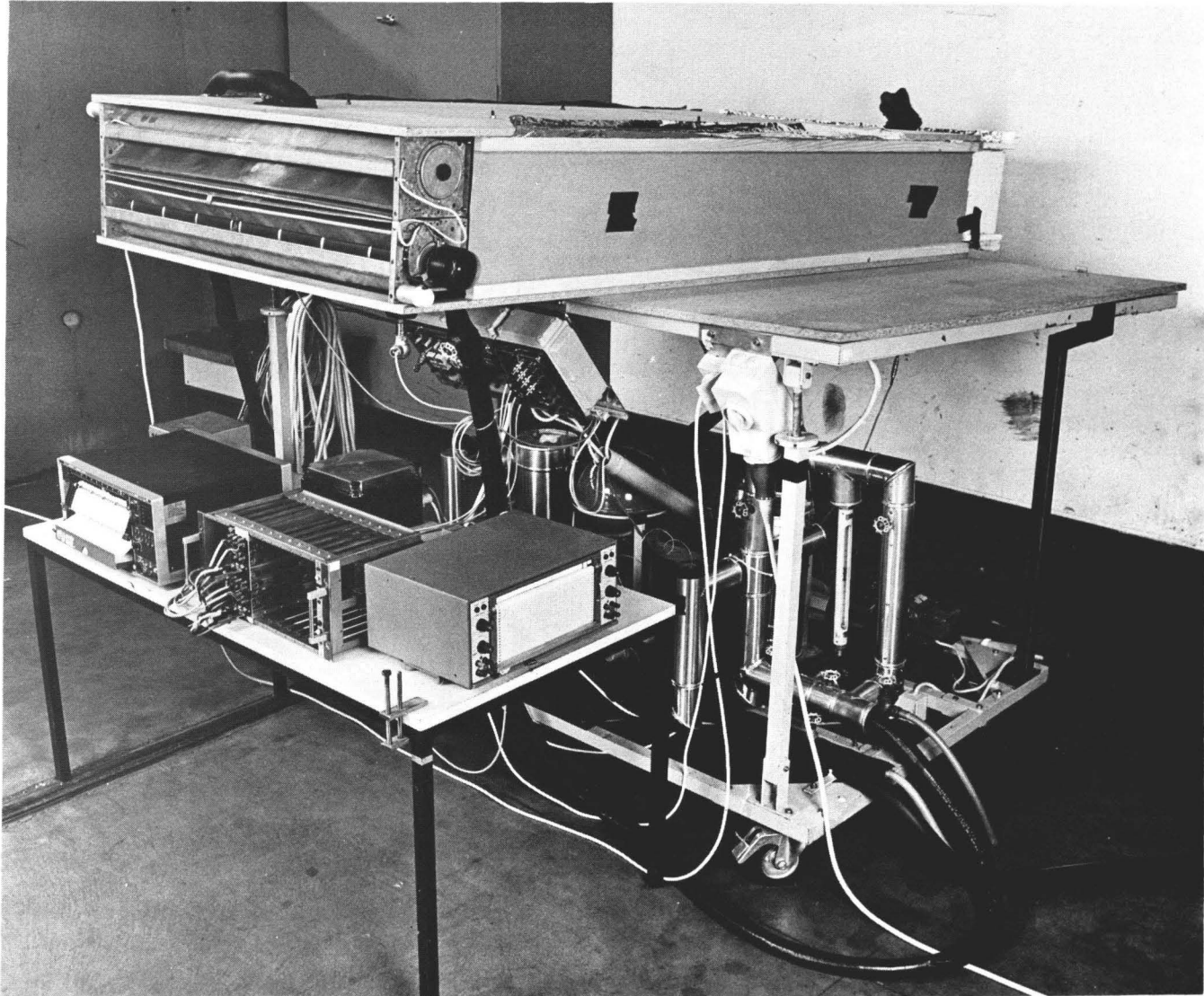
Die theoretische Behandlung und damit die Korrektur der thermischen Strahlung zur Ermittlung von Auslegungsdaten vereinfacht sich dadurch wesentlich.

## 10 LITERATURVERZEICHNIS

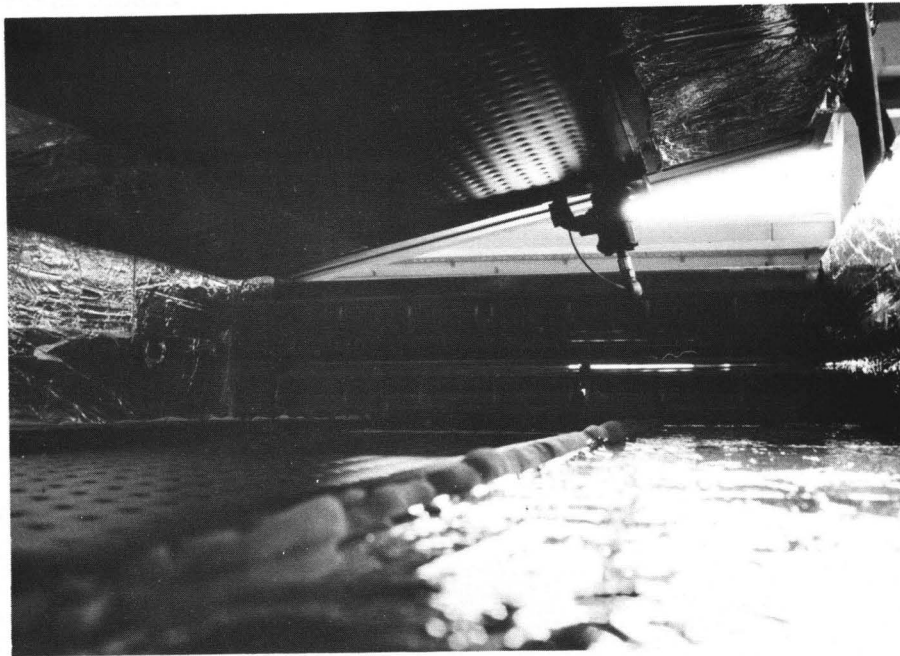
- /1/ Beckmann, W.A., Duffie, J.H., 1976, Sonnenenergie Thermische Prozesse, Udo Pfriemer Verlag GmbH, München
- /2/ BSE, 1978, Usability of Solar Collectors, A Solar Collector Efficiency Test, Bundesverband Solarenergie
- /3/ CEC, 1980, Recommendations for European Solar Collector Test Methods, Commission of the European Communities
- /4/ Dehne, K., private Mitteilung, Meteorologisches Observatorium, Hamburg
- /5/ Ehrhardt, G., private Mitteilung, Institut für Aerodynamik, Aachen
- /6/ Grass, G., 1956, Wärmeübertragung an turbulent strömende Gase im Rohreinlauf, Allgemeine Wärmetechnik 7, Frankfurt
- /7/ Grigul, U., 1962, Wärmeübertragung, Springer Verlag, Berlin
- /8/ Kays, W.M., 1966, Convective Heat and Mass Transfer, McGraw-Gill, New York
- /9/ Kreith, F., 1976, Principles of Heat Transfer, Harper International Edition, New York
- /10/ Krischer, O., Kast, W., Reinicke, H., Wintermantel, K., 1971, Konvektive Wärme- und Stoffübertragung, Springer Verlag, Berlin
- /11/ Maschek, H.J., 1970, Grundlagen der Wärme- und Stoffübertragung, VEB Deutscher Verlag für Grundstoffindustrie, Leipzig
- /12/ Posorski, R., 1981, Grundlagen der Wärmeübergänge am Absorberelement, wird veröffentlicht
- /13/ Renz, U., Grundlagen der Wärmeübertragung, Lehrstuhl für Wärmeübertragung und Klimatechnik, RWTH Aachen
- /14/ Schröer, R., private Mitteilung, Kernforschungsanlage Jülich, IKP
- /15/ VDI, 1974, VDI-Wärmeatlas, VDI-Verlag GmbH, Düsseldorf
- /16/ Zeller, M., private Mitteilung, Lehrstuhl für Wärmeübertragung und Klimatechnik, RWTH Aachen
- /17/ Wong, H.Y., 1977, Handbook of Essential Formulae and Data on Heat Transfer for Engineers, Longmann, London/New York
- /18/ Bundesminister für Forschung und Technologie, 1978, Programm Energieforschung und Energietechnologien, 1977-1980
- /19/ Bundesverband Solarenergie e.V. BSE, 1982, Gebrauchstauglichkeit von Energieabsorbern, Empfehlungen und Hinweise



## 11 BILDTEIL



Absorber-Teststand und Luftkanal mit saugseitig montierten Ventilatoren



Blick in den aufgeklappten Kanal



Teststand mit integrierten Absorberelementen<sup>+</sup>)

<sup>+</sup>) Das aufgezeigte Schalenkreuzanemometer wurde bei vorhergehenden Kollektortests benötigt. Die Messungen im Rahmen dieser Arbeit wurden nicht mit diesem Anemometer durchgeführt.